

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Hideo NAKAMURA et al.
Title: COORDINATED BRAKE CONTROL SYSTEM
Appl. No.: Unassigned
Filing Date: 08/28/2003
Examiner: Unassigned
Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing dates of the following prior foreign applications filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

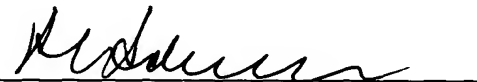
In support of this claim, filed herewith are certified copies of said original foreign applications:

- JAPAN Patent Application No. 2002-268794 filed 09/13/2002.
- JAPAN Patent Application No. 2003-057299 filed 03/04/2003.

Respectfully submitted,

Date August 28, 2003

By



FOLEY & LARDNER
Customer Number: 22428



22428

PATENT TRADEMARK OFFICE

Telephone: (202) 672-5414
Facsimile: (202) 672-5399

Richard L. Schwaab
Attorney for Applicant
Registration No. 25,479

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2003年 3月 4日

出 願 番 号

Application Number:

特願2003-057299

[ST.10/C]:

[JP2003-057299]

出 願 人

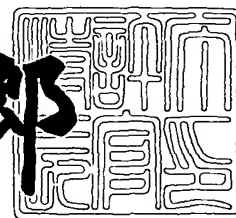
Applicant(s):

日産自動車株式会社

2003年 5月 9日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田信一郎



出証番号 出証特2003-3034091

【書類名】 特許願

【整理番号】 NM02-02355

【提出日】 平成15年 3月 4日

【あて先】 特許庁長官 太田 信一郎 殿

【国際特許分類】 B60L 7/24

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

【氏名】 中村 英夫

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

【氏名】 田添 和彦

【発明者】

【住所又は居所】 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産自動車株式会社内

【氏名】 芦沢 裕之

【特許出願人】

【識別番号】 000003997

【氏名又は名称】 日産自動車株式会社

【代理人】

【識別番号】 100072051

【弁理士】

【氏名又は名称】 杉村 興作

【選任した代理人】

【識別番号】 100059258

【弁理士】

【氏名又は名称】 杉村 暁秀

【先の出願に基づく優先権主張】

【出願番号】 特願2002-268794

【出願日】 平成14年 9月13日

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 074997

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9706785

【プルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 複合ブレーキの協調制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 第一の制動力指令値に応じた制動力を発生する第一の制動手段と

、
第二の制動力指令値に応じた制動力を発生するが、第一の制動手段よりも制御
応答性の劣る第二の制動手段と、

車両運転状態に応じて総制動力指令値を決定する総制動力演算手段と、

該手段により決定した総制動力指令値を前記第一の制動力指令値および第二の
制動力指令値に振り分ける制動力指令値配分手段とを具えた複合ブレーキの協調
制御装置において、

前記第二の制動手段が発生する実制動力を推定する実制動力推定手段と、

前記第二の制動力指令値に対する第二の制動手段での実制動力の遅れを考慮し
た制動力規範モデルを基に前記第二の制動力指令値に対する規範モデル応答値を
演算する規範モデル応答値演算手段と、

これら手段からの信号を受け、前記第二の制動手段に係わる実制動力推定値お
よび規範モデル応答値間の制動力偏差に応じて前記第一の制動力指令値を補正す
る制動力指令値補正手段とを設けたことを特徴とする複合ブレーキの協調制御装
置。

【請求項 2】 請求項 1 に記載の複合ブレーキの協調制御装置において、前記制
動力指令値補正手段は、第二の制動手段に係わる実制動力推定値および規範モデ
ル応答値間の制動力偏差に応じて前記第一の制動力指令値を補正するに際し、制
動力指令値に対する応答遅れ分だけ前記制動力偏差を位相進み補償して前記前記
第一の制動力指令値の補正に供するよう構成したことを特徴とする複合ブレーキ
の協調制御装置。

【請求項 3】 請求項 1 または 2 に記載の複合ブレーキの協調制御装置において
、前記総制動力演算手段は前記総制動力指令値を、車両運転状態に応じた目標減
速度に実減速度が一致するような値に減速度フィードバック制御により決定する
構成となし、

前記制動力指令値補正手段は、前記制動力偏差として該制動力偏差のうちの高周波成分のみを前記第一の制動力指令値の補正に用いるよう構成したことを特徴とする複合ブレーキの協調制御装置。

【請求項 4】 請求項 1 乃至 3 のいずれか 1 項に記載の複合ブレーキの協調制御装置において、前記制動力指令値配分手段は、前記総制動力指令値を前記第一の制動力指令値および第二の制動力指令値に振り分けるに際し、第一の制動手段の可能最大制動トルクを所定量だけ制限して求めた最大制動トルク制限値を限界として第一の制動力指令値を決定するよう構成したことを特徴とする複合ブレーキの協調制御装置。

【請求項 5】 請求項 1 乃至 4 のいずれか 1 項に記載の複合ブレーキの協調制御装置において、前記第一の制動手段を回生ブレーキ装置で構成し、前記第二の制動手段を摩擦式ブレーキ装置により構成したことを特徴とする複合ブレーキの協調制御装置。

【発明の詳細な説明】

【 0 0 0 1 】

【発明の属する技術分野】

本発明は、2 種類のブレーキ装置を併設した複合ブレーキの協調制御装置に関するものである。

【 0 0 0 2 】

【従来の技術】

複合ブレーキ装置としては、モータ／ジェネレータにより車輪回転エネルギーを電力に変換する回生ブレーキ装置と、ブレーキペダル踏力に応じたマスターシリンダからの液圧でホイールシリンダを介して車輪の摩擦式ブレーキユニットを作動させる液圧ブレーキ装置との組み合わせになる複合ブレーキ装置が代表的なものとして知られている。

【 0 0 0 3 】

その協調制御装置としては従来、例えば特許文献 1 に記載のごとく、そして図 1 8 に示すごとく、マスターシリンダ液圧による総制動トルク指令値をホイールシリンダ液圧による液圧制動トルクと回生ブレーキ装置による回生制動トルクと

の組み合わせにより実現するものがある。

【0004】

【特許文献1】

特開平11-98609号公報

【0005】

この協調制御装置においては図18に示すように、車速VSPが十分に高い瞬時 t_1 以前においては主として回生制動トルクを用い、ホイールシリンダ液圧による液圧制動トルクを抑えてエネルギーの回収率を高めることにより燃費の向上を図る。

しかして車速VSPが設定車速未満となる瞬時 t_1 以後は、車速VSPの低下につれ回生制動トルクを図18に実線で示すように漸減させると共にその分ホイールシリンダ液圧による液圧制動トルクを二点鎖線で示すように漸増させ、制動の全てを液圧制動トルクに依存するようになった瞬時 t_2 に協調制御を終了する。

【0006】

ところで液圧ブレーキ装置は、回生ブレーキ装置に比べて制御の応答性が悪く、ホイールシリンダ液圧による液圧制動トルクを二点鎖線（回生制動トルクを決めるために仮に定める値）で示すように指令しても、実際のホイールシリンダ液圧は、制動トルク換算値として図18に実線で示すように応答遅れをもって指令値に追従する。

従って瞬時 $t_1 \sim t_2$ 間の制御過渡期においては、回生制動トルクと液圧制動トルクの和で表される総制動トルクが実線で示すように、マスターシリンダ液圧を介して運転者が要求した総制動トルク指令値に対し一時的に不足したり過大になって当該指令値に一致しなくなる。

【0007】

そこで上記した特許文献1の協調制御装置においては、図18に制動トルクに換算して二点鎖線で示したホイールシリンダ液圧指令値に対し、同じく制動トルクに換算して実線で示したホイールシリンダ液圧実際値がどの程度ずれているかを、つまりホイールシリンダ液圧の指令値に対する液圧制御誤差を、マスターシリンダ液圧とホイールシリンダ液圧との間の差圧として求め、この差圧に基づい

て瞬時 $t_1 \sim t_2$ 間における回生制動トルク指令値の時系列低減特性を当初の実線で示すものから破線で示すようなものに補正し、これにより、瞬時 $t_1 \sim t_2$ 間の制御過渡期において、回生制動トルクと液圧制動トルクの和で表される総制動トルクが破線で示すように、マスターシリンダ液圧を介し運転者が要求した総制動トルク指令値に対し不足したり過大になることのないようにすることを狙って、上記の問題を解決することを趣旨とする。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】

しかし上記した従来の制御方式にあっては、液圧制動系の応答遅れや、回生制動系の応答遅れを考慮していないため、以下に説明するような問題を生ずる。

つまり、ホイールシリンダ液圧および回生制動トルクが規範モデル応答（設定された理想応答）に正確に一致するよう制御されていれば、総制動トルクは図 18 に破線で示すごとくマスターシリンダ液圧に対応した総制動トルク指令値（図 18 の一点鎖線参照）に対し過渡的な過不足を生ずることなく上記狙い通りの制御を実現することができるが、

實際上ホイールシリンダ液圧および回生制動トルクは、制御の応答遅れやオーバーシュート、更には定常偏差などにより、規範モデル応答に正確に一致するようには制御され得ない。

ホイールシリンダ液圧に関して説明すると、ホイールシリンダ液圧の実際値による制動トルクは例えば図 18 の場合と同条件でのシミュレーション結果を示した図 19 中に太い実線で示すごとくに発生し、同図に二点鎖線で示したホイールシリンダ液圧指令値による制動トルクに対し同図に一点鎖線で示した応答をもって変化する規範モデル応答値との間に制御誤差をもったものとなる。

【0009】

そのため前記した従来の制御方式にあっては、液圧制動系の応答遅れや、回生制動系の応答遅れにより、本来の目的を十分には達成し難いのが実状である。

この実状に鑑み本願出願人は先に、運転者がマスターシリンダ液圧を介して指令した総制動トルク指令値を、液圧制動トルク指令値と回生制動トルク指令値とに配分するシステムにおいて、液圧制動系の応答遅れと回生制動系の応答遅れと

を考慮して、常に、実液圧制動トルクと実回生制動トルクの合算値が総制動トルク指令値に一致するよう各指令値に位相補償を施す技術を提案した（特願 2 0 0 2 - 0 3 7 5 9 1 号）。

【 0 0 1 0 】

この場合において前記した従来の制御方式を採用し、図 1 9 に制動トルクに換算して二点鎖線で示したホイールシリンダ液圧指令値と、同図に制動トルクに換算して実線で示したホイールシリンダ液圧実際値との間における差圧、つまりホイールシリンダ液圧の指令値と実際値との間の差圧に基づいて瞬時 $t_1 \sim t_2$ 間における回生制動トルク指令値の時系列低減特性を当初の細い実線で示すものから細い破線で示すようなものに補正すると、余計な補正が行われることになり、

この細い破線で示す補正後の回生制動トルク指令値に対し或る応答遅れをもって例えば太い破線で示すごとくに発生する補正後の回生制動トルク実際値と、太い実線で示すホイールシリンダ液圧実際値による液圧制動トルクとの和で表される総制動トルクが図 1 9 の過渡期 $t_1 \sim t_2$ 、特にその後半において破線で示すごとくに大きく変動する。

【 0 0 1 1 】

これに対し、前記した従来の制御方式による回生制動トルク指令値の補正を行わないで、瞬時 $t_1 \sim t_2$ 間における回生制動トルク指令値の時系列低減特性を当初の細い実線のままにする場合、回生制動トルクは實際上、この細い実線で示す補正前の回生制動トルク指令値に対し或る応答遅れ（規範モデル応答にほぼ同じ）をもって例えば太い実線で示すごとくに発生し、この補正前回生制動トルク実際値と、太い実線で示すホイールシリンダ液圧実際値による液圧制動トルクとの和で表される総制動トルクは、図 1 9 の過渡期 $t_1 \sim t_2$ において実線で示すごとくに変動する程度である。

【 0 0 1 2 】

つまり、実際上は前記の位相補償によりホイールシリンダ液圧制御および回生制動トルク制御の応答遅れが補償されるにもかかわらず、前記した従来の制御方式のように回生制動トルク指令値を液圧制動トルクの指令値と実際値との間の差圧に基づいて補正する場合、この補正を行ったことで余計な補正が行われて逆に

、当該補正を行わない場合よりも総制動トルクが、図 19 の過渡期 $t_1 \sim t_2$ における破線と実線とで比較して例示するごとく目標総制動トルクに対し大きく変動するという問題を生ずる。

その理由としては 2 つが考えられ、一つの理由は、ホイールシリンダ液圧の指令値と実際値との間の差圧には、予期される応答遅れ分も含まれており、そして、この応答遅れ分は位相補償などに折込み済みであり制御誤差とは異なるためであり、第 2 の理由は、回生制動トルク指令値を直接補正しても、この補正が実回生制動トルクに反映されるまでには応答遅れが存在するためである。

【0013】

本発明は、上記の問題が応答の速い系に係わる回生制動トルク指令値を応答の遅い系に係わる液圧制動トルクの指令値と実際値との差圧に基づいて補正することに起因するとの事実認識から、

そして、応答の遅い系に係わる液圧制動トルクの指令値に対する実際値の遅れを考慮した制動力規範モデルを基に求めた液圧制動トルクに対する規範モデル応答値および実制動トルク間の差に応じ応答の速い系に係わる回生制動トルク指令値を補正すれば、上記のような余計な補正が行われることがなくて上記の問題を解消し得るとの観点から、

この着想を具体化した複合ブレーキの協調制御装置を提供することを目的とする。

【0014】

【課題を解決するための手段】

この目的のため本発明による複合ブレーキの協調制御装置は、請求項 1 に記載のごとく、

第一の制動力指令値に応動する第一の制動手段と、第二の制動力指令値に応動する第二の制動手段とを具え、第一の制動手段よりも第二の制動手段の方が制御応答性に劣る複合ブレーキに用いられ、

車両運転状態に応じ総制動力指令値を決定する総制動力演算手段と、

この総制動力指令値を第一の制動力指令値および第二の制動力指令値に振り分ける制動力指令値配分手段とを設けた協調制御装置を要旨構成の基礎前提とし、

制御応答性に劣る上記第二の制動手段が発生する実制動力を推定する実制動力推定手段と、

上記第二の制動力指令値に対する第二の制動手段での実制動力の遅れを考慮した制動力規範モデルを基に第二の制動力指令値に対する規範モデル応答値を演算する規範モデル応答値演算手段と、

これら手段からの信号を受け、第二の制動手段に係わる実制動力推定値および規範モデル応答値間の制動力偏差に応じて上記第一の制動力指令値を補正する制動力指令値補正手段とを設けたことを特徴とするものである。

【 0 0 1 5 】

【発明の効果】

かかる本発明の構成によれば、制御応答性の速い第一の制動手段に係わる第一の制動力指令値を補正するに際し、制御応答性に劣る第二の制動手段に係わる実制動力推定値と、同じく第二の制動手段に係わる第二の制動力指令値の規範モデル応答値との間の制動力偏差に応じ上記第一の制動力指令値を補正するため、

従来のごとく、応答の遅い第二の制動手段に係わる制動力の指令値と実際値との差に基づいて応答の速い第一の制動手段に係わる制動力指令値を補正する場合に生じていた余計な補正が行われるのを回避することができ、当該補正を行ったために逆に総制動力実際値が総制動力指令値から大きくずれてしまうというような前記の問題を解消することができる。

【 0 0 1 6 】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づき詳細に説明する。

図 1 は、本発明の一実施の形態になる協調制御装置を具えた複合ブレーキの制御システム図で、本実施の形態においては複合ブレーキを、車輪 1（図では 1 個の駆動輪のみを示す）に関連して設けられたホイールシリンダ 2 への液圧供給により制動力を発生する液圧ブレーキ装置と、駆動輪 1 に歯車箱 3 を介して駆動結合された交流同期モータ 4 により車輪回転エネルギーを電力に変換する回生ブレーキ装置との組み合わせにより構成する。

かかる複合ブレーキにおいて協調制御装置は、交流同期モータ 4 により回生制

動トルクを制御して主たる制動力を得る間に、ホイールシリンダ2へのブレーキ液圧を減圧制御することで回生エネルギーを効率的に回収することを趣旨とする。

【0017】

先ず、応答性能に劣る液压ブレーキ装置を説明するに、5は運転者が希望する車両の制動力に応じて踏み込むブレーキペダルで、該ブレーキペダル5の踏力が油圧ブースタ6により倍力され、倍力された力でマスターシリンダ7の図示せざるピストンカップが押し込まれることによりマスターシリンダ7はブレーキペダル5の踏力に応じたマスターシリンダ液圧 P_{mc} をブレーキ液压配管8に出力するものとする。

なお、ブレーキ液压配管8を図1では、1個の駆動輪（ここでは前輪）1に設けたホイールシリンダ2のみに接続しているが、図示せざる他の3輪に係わるホイールシリンダにも接続することは言うまでもない。

【0018】

油圧ブースタ6およびマスターシリンダ7は共通なりザーバ9内のブレーキ液を作動媒体とする。

油圧ブースタ6はポンプ10を具え、このポンプはリザーバ9から吸入して吐出したブレーキ液をアキュムレータ11内に蓄圧し、アキュムレータ内圧を圧力スイッチ12によりシーケンス制御する。

油圧ブースタ6は、アキュムレータ11内の圧力を圧力源としてブレーキペダル5の踏力を倍力し、この倍力した踏力でマスターシリンダ7内のピストンカップを押し込み、マスターシリンダ7はリザーバ9からのブレーキ液をブレーキ配管8内に封じ込めてブレーキペダル踏力に対応したマスターシリンダ液圧 P_{mc} を発生させ、これを元圧としてホイールシリンダ液圧 P_{wc} をホイールシリンダ2に供給する。

【0019】

ホイールシリンダ液圧 P_{wc} は、アキュムレータ11のアキュムレータ内圧を用いて後述のごとくにフィードバック制御可能とし、これがためブレーキ配管8の途中に電磁切替弁13を挿置し、該電磁切替弁13よりもホイールシリンダ2の

側においてブレーキ配管 8 に、ポンプ 1 0 の吐出回路から延在すると共に増圧弁 1 4 を挿置した増圧回路 1 5、およびポンプ 1 0 の吸入回路から延在すると共に減圧弁 1 6 を挿置した減圧回路 1 7 をそれぞれ接続する。

電磁切替弁 1 3 は、常態でブレーキ配管 8 を開通させることによりマスターシリンダ液圧 P_{mc} をホイールシリンダ 2 に向かわせ、ソレノイド 1 3 a の ON 時にブレーキ配管 8 を遮断すると共にマスターシリンダ 7 をストロークシミュレータ 2 6 に通じさせてホイールシリンダ 2 と同等の油圧負荷を与え、これによりブレーキペダル 5 に通常時と同じ操作フィーリングを与え続け得るようになる。

【 0 0 2 0 】

増圧弁 1 4 は、常態で増圧回路 1 5 を開通してアクキュムレータ 1 1 の圧力によりホイールシリンダ液圧 P_{wc} を増圧するが、ソレノイド 1 4 a の ON 時に増圧回路 1 5 を遮断してホイールシリンダ液圧 P_{wc} の増圧を中止するものとし、

減圧弁 1 6 は、常態で減圧回路 1 7 を遮断しているが、ソレノイド 1 6 a の ON 時に減圧回路 1 7 を開通してホイールシリンダ液圧 P_{wc} を減圧するものとする。

ここで増圧弁 1 4 および減圧弁 1 6 は、切替弁 1 3 がブレーキ配管 8 を開通している間、対応する増圧回路 1 5 および減圧回路 1 7 を遮断しておき、これによりホイールシリンダ液圧 P_{wc} がマスターシリンダ液圧 P_{mc} により決定されるようにし、

また、増圧弁 1 4 または減圧弁 1 6 によるホイールシリンダ液圧 P_{wc} の増減圧が行われる間は、切替弁 1 3 の ON によりブレーキ配管 8 を遮断しておくことでマスターシリンダ液圧 P_{mc} の影響を受けることのないようにする。

切替弁 1 3、増圧弁 1 4 および減圧弁 1 6 の制御は液圧ブレーキコントローラ 1 8 により行い、これがため当該コントローラ 1 8 には、運転者が要求する車両の制動力を表すマスターシリンダ液圧 P_{mc} を検出する圧力センサ 1 9 からの信号と、液圧制動トルクの実際値を表すホイールシリンダ液圧 P_{wc} を検出する圧力センサ 2 0 からの信号とを入力する。

【 0 0 2 1 】

駆動輪 1 に歯車箱 3 を介して駆動結合された交流同期モータ 4 は、モータトルクコントローラ 2 1 からの 3 相 PWM 信号により直流・交流変換用電流制御回路（

インバータ) 22での交流・直流変換を介して制御され、モータ4による車輪1の駆動が必要な時は直流バッテリー23からの電力で車輪1を駆動し、車輪1の制動が必要な時は回生制動トルク制御により車両運動エネルギーをバッテリー23へ回収するものである。

【0022】

液圧ブレーキコントローラ18およびモータトルクコントローラ21は 複合ブレーキ協調コントローラ24との間で通信を行いながら、該コントローラ24からの指令により対応する液圧制動装置および回生制動装置を後述するごとくに制御する。

モータトルクコントローラ21は、複合ブレーキ協調コントローラ24からの回生制動トルク指令値に基づいてモータ4による回生制動トルクを制御し、また、車輪1の駆動要求時にはモータ4による車輪1の駆動トルク制御を行なう。

さらにモータトルクコントローラ21は、バッテリー23の充電状態や温度などで決まるモータ4に許容される最大回生制動トルクを算出して複合ブレーキ協調コントローラ24へ対応する信号を送信する。

これがため複合ブレーキ協調コントローラ24には、液圧ブレーキコントローラ18を経由した圧力センサ19, 20からのマスターシリンダ液圧Pmcおよびホイールシリンダ液圧Pwcに関する信号を入力するほか、車輪1の車輪速Vwを検出する車輪速センサ25からの信号を入力する。

【0023】

複合ブレーキ協調コントローラ24は、これら入力情報を基に図2に機能ブロック線図および図3にフローチャートで示すような処理により複合ブレーキの協調制御を行う。

図3は、10msecごとの定時割り込みにより繰り返し実行されるもので、先ずステップS1において、マスターシリンダ液圧Pmcおよび車輪のホイールシリンダ液圧Pwcを算出する。

次のステップS2では、駆動輪速Vwを算出すると共に、これを次式の伝達関数Fbpf(s)で示されるバンドパスフィルタに通して駆動輪減速度 α_v を求める。

$$Fbpf(s) = s / \{ (1/\omega^2) s^2 + (2\zeta/\omega) s + 1 \} \cdots (1)$$

s : ラプラス演算子

ただし実際には、タスティン近似などで離散化して得られた漸化式を用いて算出する。

【 0 0 2 4 】

ステップ S 3 では、モータトルクコントローラ 2 1 との間の高速通信受信バッファから、モータ 4 により達成可能な最大回生制動トルク T_{max} を読み込む。この最大回生制動トルク T_{max} は前記したごとく、モータトルクコントローラ 2 1 がバッテリー 2 3 の充電率などに応じて決定し、例えば図 7 に示すごとく車速 VSP (駆動輪速 V_w) に応じて異なる。

ステップ S 4 では、マスターシリンダ液圧 P_{mc} と、予め ROM に記憶しておく車両諸元に応じた定数 K_1 とを用いて、車両の目標減速度 α_{dem} を次式により算出する。

$$\alpha_{dem} = - (P_{mc} \times K_1) \cdots (2)$$

なお、加速度 α やトルク T は、負値を減速度、制動トルクとする。

ここで車両目標減速度 α_{dem} は、マスターシリンダ液圧 P_{mc} により運転者が指令する物理量により決まるだけでなく、車間距離制御装置や、車速制御装置を搭載した車両においては、これら装置による自動ブレーキによる物理量に応じても決定することは勿論である。

【 0 0 2 5 】

図 3 のステップ S 5 では、アクセルペダル釈放時における駆動力、つまりエンジンブレーキ力 (エンブレ力) のみで実現される車両減速度 (エンブレ減速度) α_{eng} を以下により推定する。

つまり、車速 VSP (駆動輪速 V_w) と自動変速機を選択レンジ (自動変速 D レンジ、エンジンブレーキ L レンジ) に応じ予め記憶しておいた図 4 に例示するマップ値からエンブレ力推定値 (又は目標エンブレ力) T_{eng} を表引きし、更に、車速 VSP (駆動輪速 V_w) に応じ予め記憶しておいた図 5 に例示するマップ値から平坦路走行抵抗 T_{reg} を表引きし、次式に示すごとくこれらを加算して平均的な車両重量 M_v で割ることにより平坦路における平均的なエンブレ減速度推定値 α_{eng} を算出する。

$$\alpha_{eng} = (T_{eng} + T_{reg}) / Mv \cdots (3)$$

【 0 0 2 6 】

次のステップ S 6 においては、図 6 のフィードフォワード補償器 5 1 を用いて目標減速度 α_{dem} を実現するのに必要な制動トルク指令値 Tdff (制動トルクのフィードフォワード補償量) を以下により算出する。

つまり、先ず車両諸元により決まる定数 K2 を用いて目標減速度 α_{dem} を制動トルクに換算し、次いで、図 6 における規範モデル 5 2 の特性 Fref(s) に、制御対象車両 5 4 の応答特性 Pm(s) を一致させるためのフィードフォワード補償器 (位相補償器) 5 1 の次式で表される特性 C_{FF}(s) に上記目標減速度 (α_{dem}) 対応の制動トルクを通して目標減速度 α_{dem} 用の制動トルク指令値 Tdff (フィードフォワード補償量) を求める。

なお実際には、目標減速度 α_{dem} 用の制動トルク指令値 Tdff (フィードフォワード補償量) も前述と同様に離散化して計算を行う。

$$C_{FF}(s) = Fref(s) / Pm(s) \cdots (4)$$

$$= (Tp \cdot s + 1) / (Tr \cdot s + 1) \cdots (5)$$

Tp : 時定数

Tr : 時定数

【 0 0 2 7 】

次いでステップ S 7 において、マスターシリンダ液圧 Pmc が微少設定値以上か否かによりブレーキペダル操作が有ったか否かを判定し、ブレーキペダル操作がない間はステップ S 8 において、ブレーキペダル操作なしの継続時間を計測するタイマ tBOFF を歩進させ、次にステップ S 9 で、ブレーキペダル操作直前の減速度 α_0 を知るためにこの α_0 にステップ S 2 の実減速度 α_v をセットして減速度基準値の学習を行う。

【 0 0 2 8 】

ステップ S 7 でブレーキペダル操作が有ったと判定する時は、ステップ S 1 0 で上記のタイマ tBOFF が設定時間 tSET 以上か否かによりブレーキペダル操作なしの状態が設定時間 tSET 以上継続したか否かを判定する。

ブレーキペダル操作なしの状態が設定時間 tSET 以上継続した場合は、ステップ

S 1 1 において、減速度基準値 α_B をブレーキペダル操作直前の減速度 α_0 に更新し、ブレーキペダル操作なしの状態が設定時間 t_{SET} 以上継続しなかった場合は、ステップ S 1 1 をスキップして減速度基準値 α_B の更新を行わずに現在の値を維持し、これら処理後にステップ S 1 2 で上記のタイマ t_{BOFF} を 0 にリセットする。

【 0 0 2 9 】

ステップ S 1 3 においては、目標減速度 α_{dem} を実現するのに必要な総制動トルク指令値 T_{dcom} を以下により算出する。

本実施の形態においては減速度制御器を、図 6 に示すような「2 自由度制御系」で構成し、前記したフィードフォワード補償器 5 1 および規範モデル 5 2 のほかにフィードバック補償器 5 3 を有するようなものとする。

制御の安定性や耐外乱性などの閉ループ性能は、フィードバック補償器 5 3 で実現され、目標減速度 α_{dem} に対する応答性は基本的には（モデル化誤差がない場合）フィードフォワード補償器 5 1 で実現される。

フィードバック補償量 T_{dfb} の算出に当たっては先ず目標減速度 α_{dem} を、次式で表される特性 $F_{ref}(s)$ を持った規範モデル 5 2 に通して規範モデル応答減速度 α_{ref} を求める。

$$F_{ref}(s) = 1 / (Tr \cdot s + 1) \cdots (6)$$

【 0 0 3 0 】

更に図 6 に示すように、規範モデル応答減速度 α_{ref} と、制御対象車両 5 4 の実減速度 α_V （ステップ S 2 参照）からオフセット量 α_B を差し引いた値とから減速度フィードバック偏差 $\Delta \alpha$ を求める。

$$\Delta \alpha = \alpha_{ref} - (\alpha_V - \alpha_B) \cdots (7)$$

そしてこの減速度フィードバック偏差 $\Delta \alpha$ を、次式で表される特性 $C_{FB}(s)$ のフィードバック補償器 5 3 に通して制動トルクフィードバック補償量 T_{dfb} を求める。

$$C_{FB}(s) = (K_p \cdot s + K_i) / s \cdots (8)$$

ただし本実施の形態では、この特性を基本的な P I 制御器で実現することとし、制御定数 K_p 、 K_i はゲイン余裕や位相余裕を考慮して決める。

また（６）式および（８）式は、前述と同様に離散化して計算を行う。

【 0 0 3 1 】

次に図 6 に示すように、前記した目標減速度 α_{dem} 用の制動トルク指令値 T_{dff} （フィードフォワード補償量）と、制動トルクフィードバック補償量 T_{dfb} とを合算して、総制動トルク指令値 T_{dcom} を求める。

図 3 のステップ S 1 3 は、以上のようにして総制動トルク指令値 T_{dcom} を求めるもので、従って図 2 における総制動トルク指令値決定手段 3 1 に対応する。

【 0 0 3 2 】

図 3 における次のステップ S 1 4 においては、最大回生制動トルク T_{max} の制限を以下のごとくに行って最大回生制動トルク制限値 $T_{max}(Lim)$ を求める。

つまり先ず、詳しくは後述するホイールシリンダ液圧制御誤差に基づく回生制動トルクの補正（正負の補正）を可能にするための余裕を残すために、最大回生制動トルク T_{max} を図 7 に破線で示すごとく一定比率、例えば 2 0 % だけ低減し、最大回生制動トルク T_{max} の 8 割低減値を求める。

次いで、車両停止前にスムーズに回生制動から液圧制動に重み付けを移行させて回生協調ブレーキ制御を終了させるために、最大回生制動トルク T_{max} の 8 割低減値（図 7 に破線で示す）を更に、図 7 の太い実線で示すごとく車速 VSP（駆動輪速 V_w ）の低下につれ漸減し、最終的には 0 になるような最大回生制動トルク制限値 $T_{max}(Lim)$ を求める。

従って図 3 のステップ S 1 4 は、図 2 における最大回生制動トルク制限手段 3 2 に対応する。

【 0 0 3 3 】

図 3 のステップ S 1 5 においては、上記の最大回生制動トルク制限値 $T_{max}(Lim)$ を用い、回生協調ブレーキ制御のために総制動トルク指令値 T_{dcom} を、回生制動トルク指令値 T_{mcom} と液圧制動トルク指令値 T_{bcom} とに配分し、従ってステップ S 1 5 は、図 2 における液圧制動トルク／回生制動トルク配分手段 3 3 に対応する。

但し本実施の形態においては、燃費向上のために最大回生制動トルク制限値 $T_{max}(Lim)$ をできるだけ使い切るように上記の配分を行う。

なお液圧制動トルク指令値 T_{bcom} は更に前輪（駆動輪）用と後輪（従動輪）用に配分する。

本実施の形態では、回生ブレーキ用モータ 4 を駆動輪である前輪 1 のみに設定しているため、通常の制動力前後配分を崩さずにすむ場合のモード 1, 2 と、通常の制動力前後配分が崩れる場合のモード 3, 4 とが発生する。

【 0 0 3 4 】

先ず総制動トルク指令値 T_{dcom} を、予め記憶した図 8 に例示するマップデータをもとに通常通りに前後配分して、通常時の前輪制動トルク指令値 T_{dcomf} および後輪制動トルク指令値 T_{dcomr} を求める。

通常の前後制動トルク配分は、制動中における前後輪荷重移動に伴う後輪ロック防止、車両挙動の安定性、制動距離の短縮などを考慮して決められた、回生制動中でない時の基準となる前後制動力配分特性のことである。

【 0 0 3 5 】

以下に、下記条件（モード）ごとの回生協調ブレーキ制御を説明する。

（モード 4）

$T_{max}(Lim) \leq (T_{dcomf} + T_{dcomr})$ の場合：回生制動のみ

$$T_{bcomf} = 0$$

$$T_{bcomr} = 0$$

$$T_{mcom} = T_{dcomf} + T_{dcomr}$$

（モード 3）

$T_{max}(Lim) \leq T_{dcomf}$ の場合：回生制動 + 後輪液圧制動

$$T_{bcomf} = 0$$

$$T_{bcomr} = T_{dcomf} + T_{dcomr} - T_{max}(Lim)$$

$$T_{mcom} = T_{max}(Lim)$$

（モード 2）

$T_{dcomf} < T_{max}(Lim) \leq$ 微少設定値の場合：回生制動 + 前後輪液圧制動

$$T_{bcomf} = T_{dcomf} - T_{max}(Lim)$$

$$T_{bcomr} = T_{dcomr}$$

$$T_{mcom} = T_{max}(Lim)$$

(モード 1)

上記以外の場合：液圧制動のみ

$$Tbcomf = Tdcomf$$

$$Tbcomr = Tdcomr$$

$$Tmcom = 0 \quad \dots (9)$$

【0036】

次のステップ S 1 6 においては、前後輪液圧制動トルク指令値 $Tbcomf$ 、 $Tbcomr$ をもとに、予め ROM に記憶しておいた車両諸元による定数 $K3$ を用いて、前後輪液圧制動トルク指令値 $Tbcomf$ 、 $Tbcomr$ に対応した前後輪のホイールシリンダ液圧指令値 $Pbcomf$ 、 $Pbcomr$ を次式により算出する。

$$Pbcomf = - (Tbcomf \times K3)$$

$$Pbcomr = - (Tbcomr \times K3) \quad \dots (10)$$

従ってステップ S 1 6 は、図 2 における液圧換算手段 3 4 に対応する。

【0037】

次いでステップ S 1 7 において、前後輪ホイールシリンダ液圧指令値 $Pbcomf$ 、 $Pbcomr$ の規範モデル応答値 $Pbreff$ 、 $Pbrefr$ を算出する。

規範モデル応答とは、図 1 に示す液圧ブレーキコントローラ 1 8 において前後輪ホイールシリンダ液圧をフィードバック制御する際に用いる規範モデル応答である（液圧指令値に対して或る遅れを有した規範モデル応答に実液圧が一致するように設計される）。

但し、フィードバック制御手法によらず、結果的に実現された液圧サーボ系の指令値に対する特定の応答性を用いても良い。

液圧サーボ系の規範モデル $Frefb(s)$ は、例えば次式により示すごとき特性を持ったものとする。

$$Frefb(s) = 1 / (Tbref \cdot s + 1) \quad \dots (11)$$

$Tbref$: 時定数

尚プログラムでは、前述と同様に離散化して計算を行うこととする。

前後輪ホイールシリンダ液圧指令値 $Pbcomf$ 、 $Pbcomr$ に対し同じ演算を行ってそれぞれの規範モデル応答値 $Pbreff$ 、 $Pbrefr$ を算出する。

従ってステップ S 1 7 は、図 2 におけるホイールシリンダ液圧規範モデル応答値算出手段 3 5 に対応する。

【 0 0 3 8 】

本実施の形態においてはホイールシリンダに関する液圧制御器を、図 9 に示すような「2 自由度制御系」で構成し、上記した特性 $F_{fb}(s)$ を持つ液圧制御規範モデル 6 1 のほか、当該規範モデル 6 1 の特性 $F_{fb}(s)$ に、制御対象車両（ホイールシリンダ液圧制御系）6 2 の応答特性 $P_B(s)$ を一致させるためのフィードフォワード補償器（位相補償器）6 3 およびフィードバック補償器 6 4 を有するものとする。

フィードフォワード補償器 6 3 は、次式で表される特性 $G_{FF}(s)$ にホイールシリンダ液圧指令値 P_{bcom} （ここでは前後輪ホイールシリンダ液圧指令値 P_{bcomf} , P_{bcomr} を共通な P_{bcom} として示す）を通してホイールシリンダ液圧のフィードフォワード補償量 P_{ff} を求める。

$$G_{FF}(s) = F_{fb}(s) / P_B(s) \quad \dots (12)$$

【 0 0 3 9 】

フィードバック補償器 6 4 によるフィードバック補償量 P_{fb} の算出に当たっては先ずホイールシリンダ液圧指令値 P_{bcom} を、前記 (1 1) 式で表される特性 $F_{fb}(s)$ を持った規範モデル 6 1 に通してホイールシリンダ液圧の規範モデル応答値 P_{bref} を求め、更にこのホイールシリンダ液圧規範モデル応答値 P_{bref} と、制御対象車両 6 2 の実ホイールシリンダ液圧 P_{wc} との間におけるホイールシリンダ液圧フィードバック偏差 ΔP_b を求め、

$$\Delta P_b = P_{bref} - P_b \quad \dots (13)$$

このフィードバック偏差 ΔP_b を、次式で表される特性 $G_{FB}(s)$ のフィードバック補償器 6 4 に通してホイールシリンダ液圧フィードバック補償量 P_{fb} を求める。

$$G_{FB}(s) = (K_p \cdot s + K_i) / s \quad \dots (14)$$

ただし本実施の形態では、この特性を基本的な P I 制御器で実現することとし、制御定数 K_p , K_i はゲイン余裕や位相余裕を考慮して決める。

【 0 0 4 0 】

次に、前記したホイールシリンダ液圧のフィードフォワード補償量 P_{ff} と、フ

ィードバック補償量Pfbとを合算し、これらの和値に対応するホイールシリンダ液圧制御電流Icomを求めて制御対象車両62へのホイールシリンダ液圧制御指令とする。

【0041】

図3の次のステップS18においては、前後輪ホイールシリンダ液圧規範モデル応答値Pbreff, Pbrefrと、図1のセンサ20により検出した前後輪実ホイールシリンダ液圧Pwcf, Pwcr（図1では、Pwcにより示した）との間における前後輪ホイールシリンダ液圧制御誤差 ΔPbf , ΔPbr （図2では、 ΔPb としても表示した）を次式により算出する。

$$\Delta Pbf = Pbreff - Pwcf$$

$$\Delta Pbr = Pbrefr - Pwcr$$

従ってステップS18は、図2における液圧制御誤差算出手段36に対応する。

【0042】

図3の次のステップS19においては、前後輪ホイールシリンダ液圧制御誤差 ΔPbf , ΔPbr をそれぞれ制動トルク ΔTbf , ΔTbr に換算する。

$$\Delta Tbf = - (\Delta Pbf \div K3)$$

$$\Delta Tbr = - (\Delta Pbr \div K3) \cdots (15)$$

ここでK3は、予め記憶した車両諸元に基づく換算係数を示す。

従ってステップS19は、図2におけるトルク換算手段37に対応する。

【0043】

次いで図3のステップS20において、液圧制御誤差の制動トルク換算値 ΔTbf , ΔTbr を合算し、その和値 ΔTb

$$\Delta Tb = \Delta Tbf + \Delta Tbr$$

に対し、次式で表される位相進み補償Gph(s)を施して回生制動トルク補正量 ΔTm を算出する。

$$Gph(s) = (Tm \cdot s + 1) / (Tph \cdot s + 1) \cdots (16)$$

Tm: 時定数

Tph: 時定数 (ただし、 $Tph < Tm$)

従ってステップ S 2 0 は、図 2 における位相進み補償手段 3 8 に対応する。

なお、回生制動トルク制御系における応答特性の時定数 T_m は、前述した液圧制動トルク制御系の規範モデル 6 1（図 9 参照）における時定数 T_{bref} と同じになるようモータトルクコントローラ 2 1（図 1 参照）の内部で処理する。

つまり液圧制動トルク制御系の特性と同じ特性を有する規範モデル F_{refm} を用いて制御する。

これは、液圧制動トルク制御系と回生制動トルク制御系が規範モデルに応答誤差なく追従すれば、総制動トルク指令値や、制動トルク配分が変化したときでも常時、総制動トルクが指令値に一致することを狙いとしている。

【 0 0 4 4 】

図 3 のステップ S 2 1 においては、ステップ S 1 5 で求めた回生制動トルク指令値 T_{mcom} を、ステップ S 2 0 で求めた回生制動トルク補正量 ΔT_m だけ補正し、次式で表される補正済回生制動トルク指令値 T_{mcom}' を求める。

$$T_{mcom}' = T_{mcom} + \Delta T_m$$

従ってステップ S 2 1 は、図 2 における回生制動トルク補正手段 3 9 に対応する。

【 0 0 4 5 】

最後のステップ S 2 2 において図 1 の複合ブレーキコントローラ 2 4 は、この補正済回生制動トルク指令値 T_{mcom}' およびステップ S 1 6 で求めた前後輪ホイールシリンダ液圧指令値 P_{bcomf} 、 P_{bcomr} をそれぞれ、モータトルクコントローラ 2 1 および液圧ブレーキコントローラ 1 8 に向けて通信する。

モータトルクコントローラ 2 1 はインバータ 2 2 を介し補正済回生制動トルク指令値 T_{mcom}' が達成されるようモータ 4 を制御し、液圧ブレーキコントローラ 1 8 は電磁弁 1 3，1 4，1 6 の制御を介し前輪ホイールシリンダ 2 への液圧を指令値 P_{bcomf} になるよう制御する（後輪ホイールシリンダ液圧も同様にして指令値 P_{bcomr} になるよう制御される）。

【 0 0 4 6 】

上記した本実施の形態になる複合ブレーキの協調制御装置は、相対的に制御応答性に優れた回生制動装置と、相対的に制御応答性に劣る液圧制動装置との組み

合わせになる複合ブレーキにおいて、

図 2 に示すごとく、車両運転状態に応じ総制動力（トルク）指令値 T_{dcom} を決定する総制動トルク決定手段（総制動力演算手段）31 と、

この総制動力指令値 T_{dcom} を回生制動トルク指令値 T_{mcom} および液圧制動トルク指令値 T_{bcom} に振り分ける制動トルク配分手段（制動力指令値配分手段）33 とを設け、更に、

制御応答性に劣る液圧制御装置が発生する実制動力をホイールシリンダ液圧 P_{wc} から推定する実制動力推定手段（ホイールシリンダ液圧計測手段20）と、

ホイールシリンダ液圧（制動力）指令値 P_{bcom} に対する液圧制御装置での実液圧（実制動力）の遅れを考慮した制動力規範モデルを基にホイールシリンダ液圧（制動力）指令値 P_{bcom} に対する規範モデル応答値 P_{bref} を演算する規範モデル応答値演算手段35 と、

これら手段20、35からの信号を受け、液圧制動装置に係わる実制動力推定値 P_{wc} および規範モデル応答値 P_{bref} 間の制動力制御誤差 ΔP_b (ΔT_m) に応じて上記回生制動トルク指令値 T_{mcom} を補正する回生制動力指令値補正手段39 とを具え、

補正済回生制動トルク指令値 T_{mcom}' を回生制動装置の制御に用いる構成にしたから、以下の作用効果が得られる。

【0047】

つまり本実施の形態によれば、制御応答性の速い回生制動装置に係わる回生制動トルク指令値 T_{mcom} を補正するに際し、制御応答性に劣る液圧制動装置に係わる実制動力推定値（ホイールシリンダ液圧 P_{wc} ）と、同じく液圧制動装置に係わる制動力指令値（ホイールシリンダ液圧指令値 P_{bcom} ）の規範モデル応答値（ P_{bref} ）との間の制動力制御誤差 ΔP_b に応じた ΔT_m だけ回生制動トルク指令値 T_{mcom} を補正することとなり、

前記した従来型協調制御装置のごとく、応答の遅い制動装置に係わる制動力の指令値と実際値との差に基づいて応答の速い制動装置に係わる制動力指令値を補正する場合に生じていた余計な補正が行われるのを回避することができ、当該補正を行ったために逆に総制動力実際値が総制動力指令値から大きくずれてしまう

というような前記の問題を解消することができる。

つまり、ホイールシリンダ液圧が液圧制御系の規範モデル応答に沿って正確に制御された場合に総制動トルクが総制動トルク指令値に一致するよう液圧制動トルクと回生制動トルクの基本配分がなされていれば、ホイールシリンダ液圧実際値とホイールシリンダ液圧の規範モデル応答値との間に大きな応答遅れやオーバーシュートや定常偏差などにより差異が生じて、この差異は回生制動トルクで穴埋めされるので、総制動トルク実際値を常に総制動トルク指令値に一致させることができる。

なおこの作用効果は、運転者による制動操作量が変化した場合と、車両運転状態に応じて回生制動トルク量と液圧制動トルク量の配分が変化する場合との双方において同様に奏し得ることはいうまでもない。

【 0 0 4 8 】

以下、図 1 0 ～ 図 1 3 により本実施の形態になる協調制御装置の作用効果を説明するに、

図 1 0 は、瞬時 t_1 にマスターシリンダ液圧 P_{mc} が立ち上がった後の制御中において、ホイールシリンダ液圧制御誤差 ΔP_b (制動力制御誤差) がいない場合におけるシミュレーション結果を示す動作タイムチャート、

図 1 1 は、瞬時 t_1 にマスターシリンダ液圧 P_{mc} が立ち上がった後の制御中瞬時 t_3 に、ホイールシリンダ液圧制御誤差 ΔP_b (制動力制御誤差) が発生しても、図 2 の手段 3 9 による回生制動トルク指令値の補正、および同図の手段 3 8 による位相進み補償を行わない場合におけるシミュレーション結果を示す動作タイムチャート、

図 1 2 は、瞬時 t_1 にマスターシリンダ液圧 P_{mc} が立ち上がった後の制御中瞬時 t_3 に、ホイールシリンダ液圧制御誤差 ΔP_b (制動力制御誤差) が発生し、図 2 の手段 3 9 による回生制動トルク指令値の補正を行うが、同図の手段 3 8 による位相進み補償を行わない場合におけるシミュレーション結果を示す動作タイムチャート、

図 1 3 は、瞬時 t_1 にマスターシリンダ液圧 P_{mc} が立ち上がった後の制御中瞬時 t_3 に、ホイールシリンダ液圧制御誤差 ΔP_b (制動力制御誤差) が発生し、図

2の手段39による回生制動トルク指令値の補正、および同図の手段38による位相進み補償をともに行う場合におけるシミュレーション結果を示す動作タイムチャートである。

【0049】

これらの図に示すシミュレーションの条件は、同一車速からの同じ一定力制動であり、ブレーキペダル踏み込み瞬時 t_1 の直後から回生協調ブレーキ制御を開始し、車速VSPが設定車速に低下する瞬時 t_2 以後の低車速走行中は車速VSPの低下につれて回生制動トルクを漸減させ、その分だけ逆に前輪または後輪のホイールシリンダ液圧を増圧して液圧制動トルクを増大させ、総制動トルクを指令値に一致させたまま停車の直前に回生協調ブレーキ制御を停止するものとする。

また本実施の形態では前記したように、減速度フィードバック制御も併用して外乱の影響を排除するように総制動トルク指令値を補正する。

【0050】

液圧制御系が理想的に機能している場合は図10に示すごとく、ブレーキペダルの踏み込み状態に呼応して車両減速度（駆動輪）はほぼ一定に制御されており、これが、図11～図13につき以下に説明する液圧制御誤差 ΔP_b （制動力制御誤差）発生時の動作と比較すべき動作タイムチャートである。

図11～図13は、瞬時 t_2 以後の過渡期における瞬時 t_3 に前輪ブレーキ液圧制御系にトラブルが発生して前輪ホイールシリンダ液圧の実際値が指令値に対し一瞬大きく低下した場合を示す。

【0051】

この場合、図2の手段39による回生制動トルク指令値の補正、および同図の手段38による位相進み補償をともに行わないとすると、減速度フィードバック制御だけに頼ることとなるが、この場合、減速度フィードバック制御のみでは応答速度の関係で補償の制御が間に合わないことから図11に示すように駆動輪（前輪）減速度が一時的に大きく抜けてしまう。

これは、ホイールシリンダ液圧制御の誤差が駆動輪減速度となって実際の発現するまでには比較的大きな時間遅れがあることに起因する。

【0052】

図 1 2 は、図 1 1 の場合と同じく瞬時 t_3 に前輪ブレーキ液圧制御系にトラブルが発生するも、図 2 の手段 3 9 による回生制動トルク指令値の補正により補正済回生制動トルク指令値 T_{mcom}' を瞬時 t_3 において図示のごとくに変化させた場合の動作タイムチャートである。

前輪ブレーキ液圧制御系にトラブルが発生して前輪ホイールシリンダ液圧の実際値が指令値に対し一瞬大きく低下した瞬時 t_3 に、両者間の制御誤差をトルクに換算してこれを回生制動トルク指令値に加算補正することから、液圧制御誤差分を補正済回生制動トルク指令値で速やかに穴埋めすることができ、図 1 1 の場合に比べて瞬時 t_3 における駆動輪減速度の変動をかなり小さくすることができる。

【 0 0 5 3 】

図 1 3 は、図 1 1 の場合と同じく瞬時 t_3 に前輪ブレーキ液圧制御系にトラブルが発生するも、図 2 の手段 3 9 による回生制動トルク指令値の補正により補正済回生制動トルク指令値 T_{mcom}' を瞬時 t_3 において図示のごとくに変化させ、且つ、図 2 の手段 3 8 による位相進み補償をも行った場合の動作タイムチャートである。

この場合、上記の位相進み補償が回生制動トルク制御系の指令値に対する遅れを極力小さくすることとなり、従って、ホイールシリンダ液圧制御誤差が総制動トルクに及ぼす影響を回生制動トルクでできるだけ遅れなく穴埋めできることから、図 1 2 の場合よりも更に瞬時 t_3 における駆動輪減速度の変動をかなり小さくすることができる。

【 0 0 5 4 】

なお本実施の形態においては更に、図 3 のステップ S 1 5 で総制動トルク指令値を回生制動トルク指令値 T_{mcom} および液圧制動トルク指令値 T_{bcom} に振り分けるに先立ちステップ S 1 4 で、図 7 を参照しつつ前述したごとく可能最大回生制動トルク T_{max} を所定量だけ制限して求めた最大制動トルク制限値 $T_{max}(Lim)$ を限界として回生制動トルク指令値 T_{mcom} を決定するよう構成したから、

前記したホイールシリンダ液圧制御誤差に基づく回生制動トルク指令値 T_{mcom} の補正を行うための余裕代を回生制動トルク指令値 T_{mcom} に残しておくことがで

き、回生制動トルク指令値 T_{mcom} の補正による前記の作用効果を確実なものにすることができる。

【 0 0 5 5 】

また本実施の形態においては、制御応答性に優れた制動手段として回生ブレーキ装置を用い、制御応答性に劣る制動手段として摩擦式ブレーキ装置を用い、これらの組み合わせにより構成した複合ブレーキに本発明の協調制御装置を適用したから、

制御応答性に劣る摩擦式ブレーキ装置に過渡的な制御誤差が発生した場合においても、制御応答性に優れた回生ブレーキ装置により当該制御誤差に起因した制動力の穴を埋めて絶えず総制動トルク指令値を達成することができ、ブレーキペダル操作時における違和感を回避することができる。

また本実施の形態においては、摩擦式ブレーキ装置として液圧ブレーキ装置の例で説明したが、液圧ブレーキ装置の替りに、電動モータで摩擦材を押付ける電動ブレーキ装置などであっても構わない。

【 0 0 5 6 】

図 1 4 は、本発明の他の実施の形態を示し、本実施の形態においては同図 (a) に示すごとく、図 3 におけるフローチャートのステップ S 2 0 をステップ S 2 0 a およびステップ S 2 0 b に置換し、図 1 4 (b) に示すごとく、図 2 における手段 3 7, 3 8 間に高周波成分抽出手段 4 0 を追加設定した構成とする。

図 1 4 (a) のステップ S 2 0 a においては、前記した液圧制御誤差の制動トルク換算値 ΔT_{bf} , ΔT_{br} に係わる合算値 $\Delta T_b (= \Delta T_{bf} + \Delta T_{br})$ を、次式で表されるハイパスフィルタに通して、

$$G_{hpf}(s) = T_{hpf} \cdot s / (T_{hpf} \cdot s + 1) \cdots (17)$$

T_{hpf} : 時定数

液圧制御誤差の制動トルク換算値総和 $\Delta T_b (= \Delta T_{bf} + \Delta T_{br})$ から高周波成分のみを取り出す。

従ってステップ S 2 0 a は、図 2 における高周波成分抽出手段 4 0 に対応する。

【 0 0 5 7 】

次のステップ S 2 0 b においては、上記のごとく抽出した液圧制御誤差の制動トルク換算値総和 ΔT_b の高周波成分に対し、前記 (1 6) 式で表される位相進み補償 $G_{ph}(s)$ を施して回生制動トルク補正量 ΔT_m を算出する。

従ってステップ S 2 0 b は、図 2 における位相進み補償手段 3 8 に対応する。

【0 0 5 8】

本実施の形態によれば、図 3 のステップ S 1 3 につき前述したごとく総制動力指令値 T_{dcom} を、車両運転状態に応じた目標減速度 α_{dem} に実減速度 α_V が一致するような値に減速度フィードバック制御により決定するようにし、

液圧制御誤差の制動トルク換算値総和 ΔT_b をそのまま回生制動トルクの補正に用いず、当該 ΔT_b をハイパスフィルタに通して得られた ΔT_b の高周波成分のみを回生制動トルクの補正に用いることから、以下の作用効果が奏し得られる。

【0 0 5 9】

本実施の形態では、図 1 のセンサ 2 0 により検出した前後輪実ホイールシリンダ液圧 P_{wcf} , P_{wcr} (図 1 では、 P_{wc} により示した) が、ステップ S 1 7 で求めた前後輪ホイールシリンダ液圧規範モデル応答値 P_{breff} , P_{brefr} よりも大きくなる方向の前後輪ホイールシリンダ液圧制御誤差 ΔP_{bf} , ΔP_{br} (図 2 では、 ΔP_b としても表示した) を生じた時、回生制動トルクを低下させるように補正する。

本実施の形態においては ΔT_b の高周波成分のみを回生制動トルクの補正に用いることから、この補正は、前後輪ホイールシリンダ液圧制御誤差 ΔP_{bf} , ΔP_{br} が変化している過渡期においては行われるものの、前後輪ホイールシリンダ液圧制御誤差 ΔP_{bf} , ΔP_{br} が安定している定常状態のもとでは行われることがない。

従って、前後輪ホイールシリンダ液圧制御誤差 ΔP_{bf} , ΔP_{br} が安定しているのに継続的に回生制動トルクの低下補正が無駄に行われることがなくなり、これによりエネルギー効率が低下する弊害を回避することができる。

【0 0 6 0】

図 1 5 ~ 図 1 7 を用いて上記の作用効果につき付言するに、これらの図は、瞬時 t_1 にマスターシリンダ液圧 P_{mc} をステップ状に上昇させたが、瞬時 t_3 に前後輪ブレーキ液圧系が故障して前後輪実ホイールシリンダ液圧 P_{wcf} , P_{wcr} が前後輪ホイールシリンダ液圧規範モデル応答値 P_{breff} , P_{brefr} に対し定常的に大きく

なった場合の動作タイムチャートで、

図 1 5 は、減速度フィードバック制御のみを行った場合の動作タイムチャートを、

また図 1 6 は、減速度フィードバック制御に加えて、前記実施の形態におけるように液圧制御誤差分だけ回生制動トルクを補正した場合の動作タイムチャートを、

更に図 1 7 は、本実施の形態におけるように液圧制御誤差の高周波成分を用いて回生制動トルクの補正を行った場合の動作タイムチャートを示す。

【 0 0 6 1 】

減速度フィードバック制御を行うだけでは図 1 5 に示すように、瞬時 t_3 において実減速度 α_V が大きく変動し、これを減速度フィードバック制御により指令値 α_{dem} に収束させるよう動作する。

減速度フィードバック制御に加えて、液圧制御誤差分だけ回生制動トルクを補正する場合は、図 1 6 に示すように、回生制動トルクの補正により瞬時 t_3 における実減速度 α_V の変動が小さくなるものの、この回生制動トルクの補正が瞬時 t_3 以後における回生制動トルクの絶対値を継続的に減少させるため、図 1 5 に示す回生量との比較から明らかなようにエネルギー効率の低下を招く。

【 0 0 6 2 】

本実施の形態におけるように液圧制御誤差の高周波成分を用いて回生制動トルクの補正を行う場合は、図 1 7 に示すように、回生制動トルクの補正により瞬時 t_3 における実減速度 α_V の変動を小さくし得ると共に、この回生制動トルクの補正が瞬時 t_3 の直後における過渡期において行われるのみであることから、回生制動トルクの絶対値を直ちに最大回生トルク $T_{max}(Lim)$ に向かわせることとなり、回生量を図 1 5 に示すとほぼ同じにし得てエネルギー効率の低下を回避することができる。

【 0 0 6 3 】

なお、定常状態で回生制動トルクの補正が行われなかったために減速度が再度変動することが考えられるが、定常状態での補正は減速度フィードバック制御により十分に対応可能である。

このことは、図 1 5 ～図 1 7 のいずれにおいても、減速度変動補正の開始瞬時 t_3 から回生制動トルクの制限開始瞬時 t_4 までの Δt 期間において、減速度の変動に大きな差がないことから容易に理解できる。

【 0 0 6 4 】

最後に、上記したいずれの実施の形態においても、液圧制御誤差に基づいてフィードフォワード的に回生制動トルクを補正することとしたから、減速度フィードバック制御と併用しても何ら相互干渉を生ずることがないことは言うまでもない。

【図面の簡単な説明】

【図 1】 本発明の一実施の形態になる協調制御装置を具えた複合ブレーキの制御システム図である。

【図 2】 同複合ブレーキの協調制御装置における複合ブレーキ協調コントローラが実行する制御内容を示すブロック線図である。

【図 3】 同複合ブレーキ協調コントローラが実行する制御プログラムを示すフローチャートである。

【図 4】 アクセルペダル釈放時におけるエンジンブレーキ力の変化特性図である。

【図 5】 車両の平坦路走行抵抗を例示する特性図である。

【図 6】 車両の減速度制御器を例示するブロック線図である。

【図 7】 回生制動トルクの許容最大値と制限値とを比較して示す線図である。

【図 8】 通常の制動力前後配分特性を例示する特性図である。

【図 9】 ホイールシリンダ液圧に関する液圧制御器を例示するブロック線図である。

【図 1 0】 図 1 に示す複合ブレーキの協調制御動作を、ホイールシリンダ液圧制御誤差がない場合について示す動作タイムチャートである。

【図 1 1】 図 1 に示す複合ブレーキの協調制御動作を、ホイールシリンダ液圧制御誤差が発生しても、当該誤差に基づく回生制動トルク指令値の補正、および位相進み補償の双方を行わなかった場合について示す動作タイムチャートである。

【図 1 2】 図 1 に示す複合ブレーキの協調制御動作を、ホイールシリンダ液圧制御誤差が発生し、当該誤差に基づく回生制動トルク指令値の補正を行うが、位相進み補償を行わなかった場合について示す動作タイムチャートである。

【図 1 3】 図 1 に示す複合ブレーキの協調制御動作を、ホイールシリンダ液圧制御誤差が発生し、当該誤差に基づく回生制動トルク指令値の補正、および位相進み補償の双方を行った場合について示す動作タイムチャートである。

【図 1 4】 本発明の他の実施の形態になる協調制御装置を示し、

(a) は、図 3 からの変更部分のみを示す、複合ブレーキ協調制御プログラムのフローチャート、

(b) は、図 2 に対応する複合ブレーキ協調制御の機能別ブロック線図である。

【図 1 5】 図 1 4 に示す複合ブレーキの協調制御動作を、ホイールシリンダ液圧制御誤差があり、減速度フィードバック制御のみが行われた場合について示す動作タイムチャートである。

【図 1 6】 図 1 4 に示す複合ブレーキの協調制御動作を、ホイールシリンダ液圧制御誤差があり、減速度フィードバック制御、およびホイールシリンダ液圧制御誤差に基づく回生制動トルク指令値の補正、並びに位相進み補償が行われた場合について示す動作タイムチャートである。

【図 1 7】 図 1 4 に示す複合ブレーキの協調制御動作を、ホイールシリンダ液圧制御誤差があり、減速度フィードバック制御、およびホイールシリンダ液圧制御誤差の高周波成分に基づく回生制動トルク指令値の補正、並びに位相進み補償が行われた場合について示す動作タイムチャートである。

【図 1 8】 従来の複合ブレーキの協調制御装置による動作を示す動作タイムチャートである。

【図 1 9】 従来の複合ブレーキの協調制御装置による動作で、総制動トルクが目標値から大きくずれる状態を示した動作タイムチャートである。

【符号の説明】

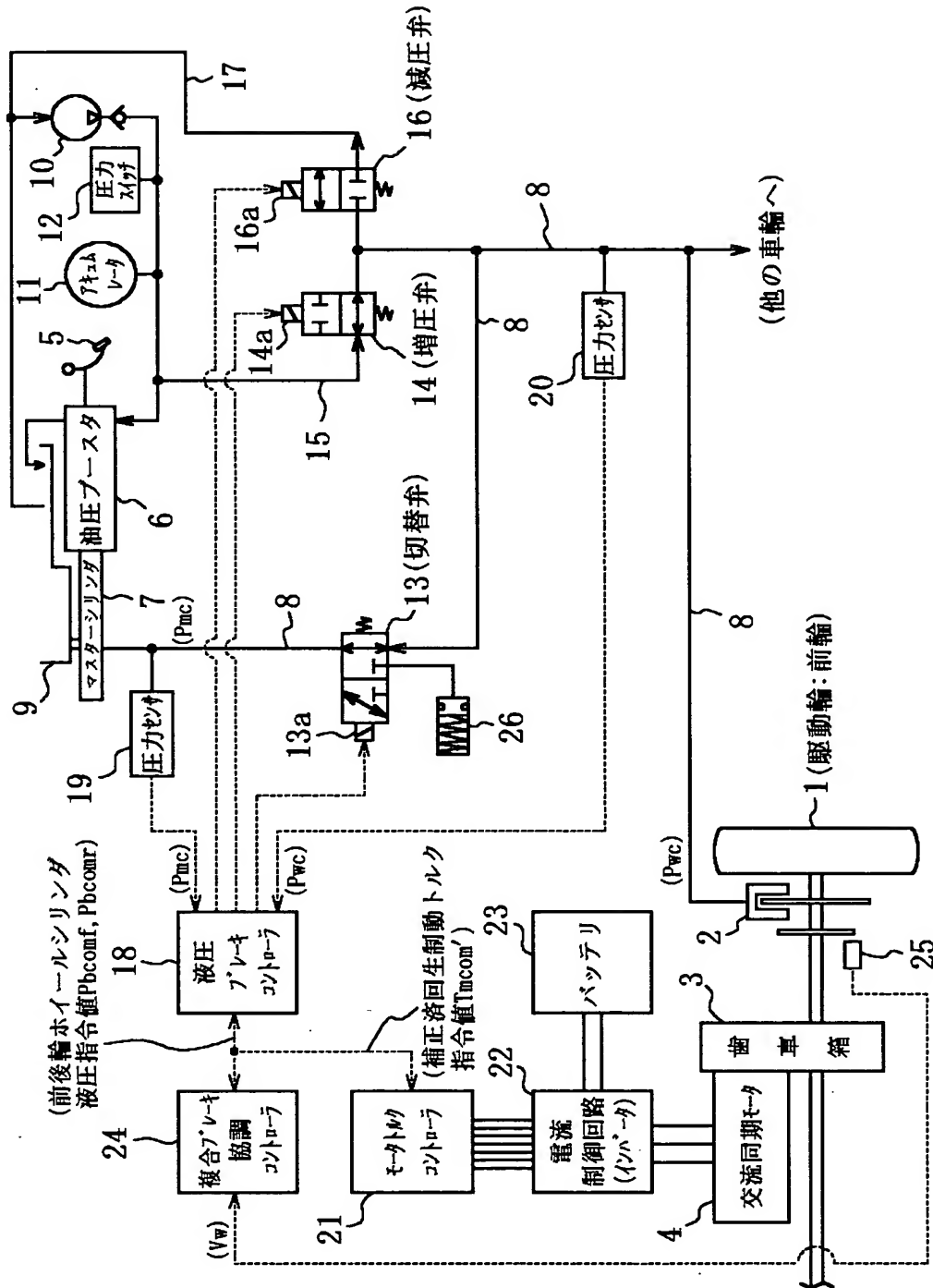
- 1 車輪
- 2 ホイールシリンダ

- 3 歯車箱
- 4 交流同期モータ(回生ブレーキ装置)
- 5 ブレーキペダル
- 6 油圧ブースタ
- 7 マスターシリンダ
- 8 ブレーキ液圧配管
- 9 リザーバ
- 10 ポンプ
- 11 アキュムレータ
- 12 圧力スイッチ
- 13 電磁切替弁
- 14 増圧弁
- 15 増圧回路
- 16 減圧弁
- 17 減圧回路
- 18 液圧ブレーキコントローラ
- 19 圧力センサ
- 20 圧力センサ
- 21 モータトルクコントローラ
- 22 直流・交流変換用電流制御回路(インバータ)
- 23 直流バッテリー
- 24 複合ブレーキ協調コントローラ
- 25 車輪速センサ
- 26 ストロークシミュレータ

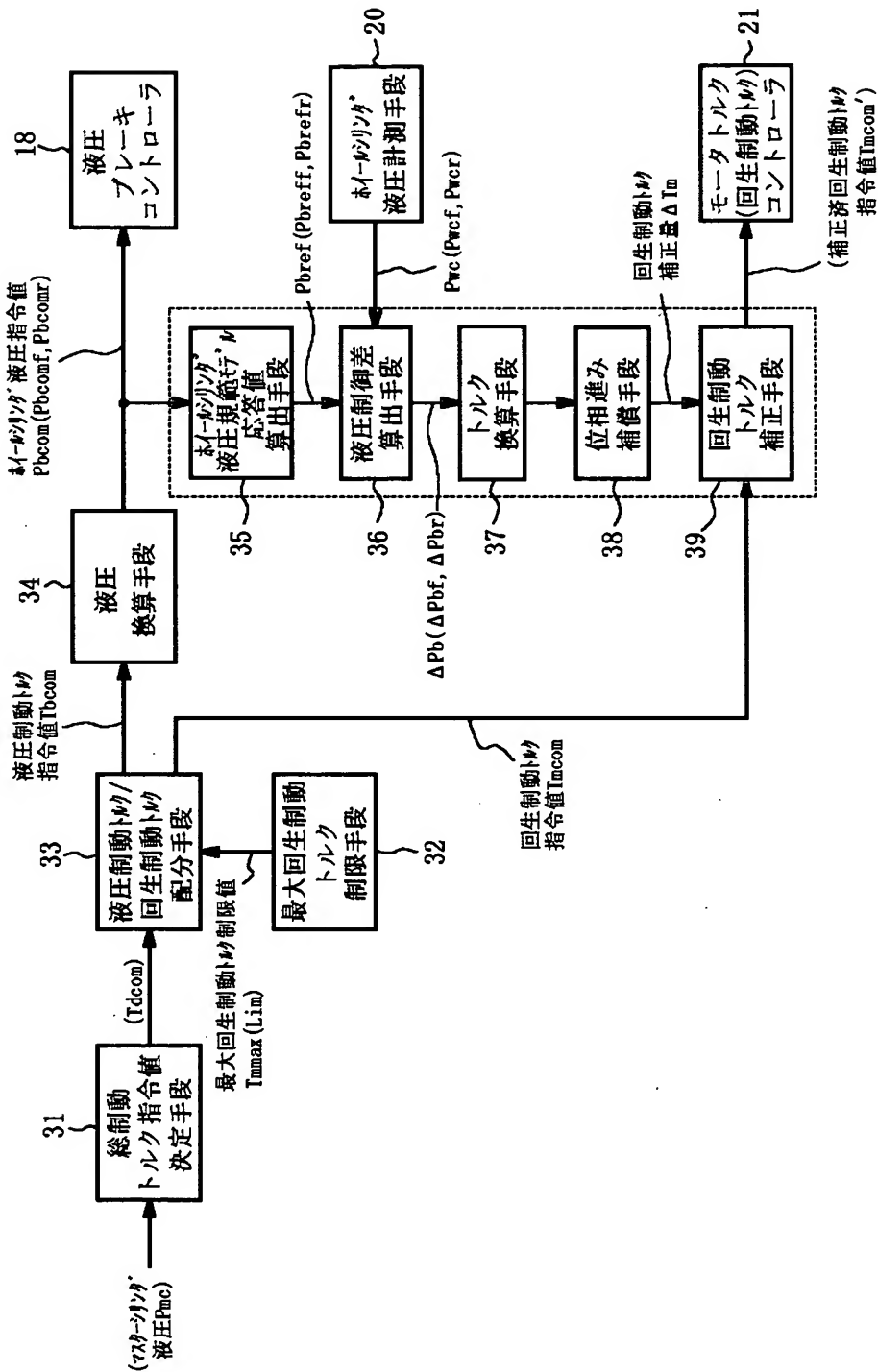
【書類名】

図面

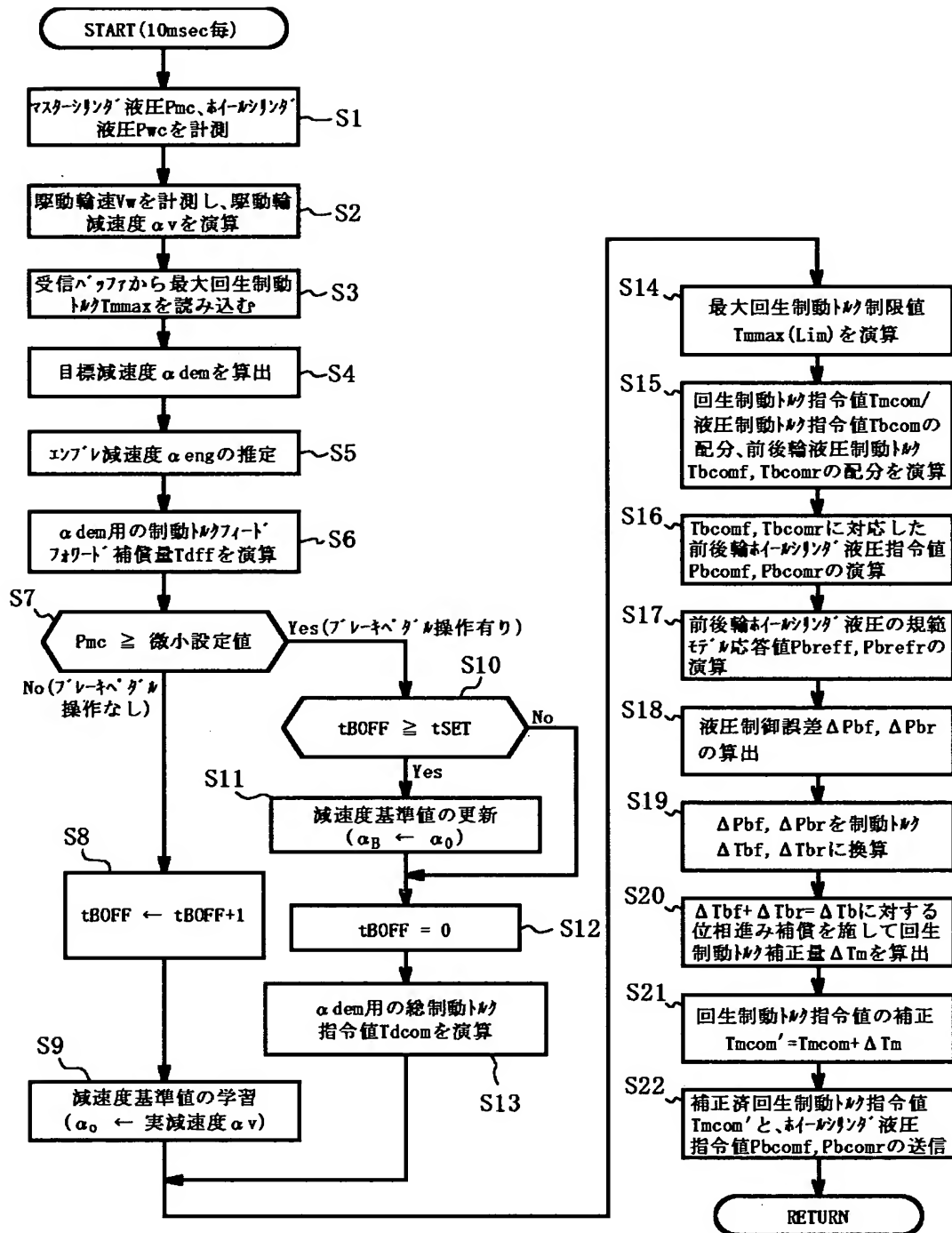
【図 1】



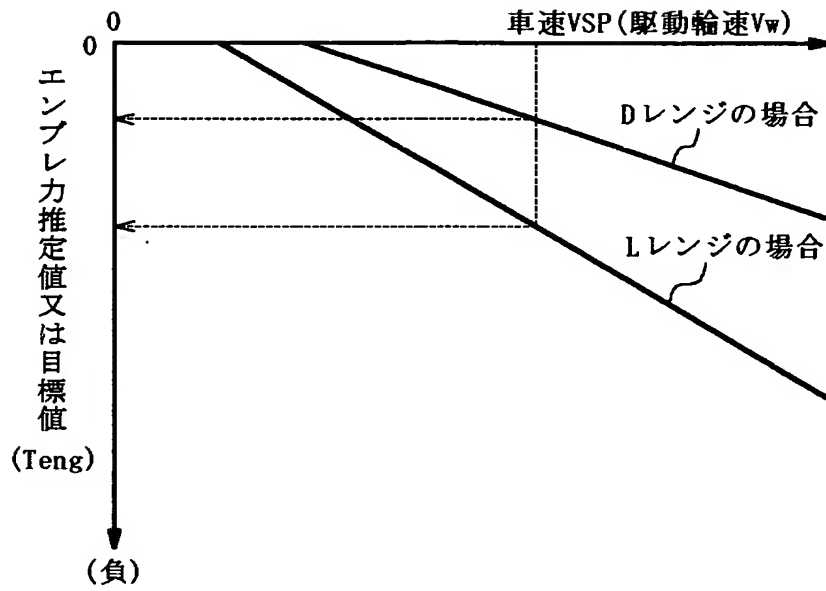
【図 2】



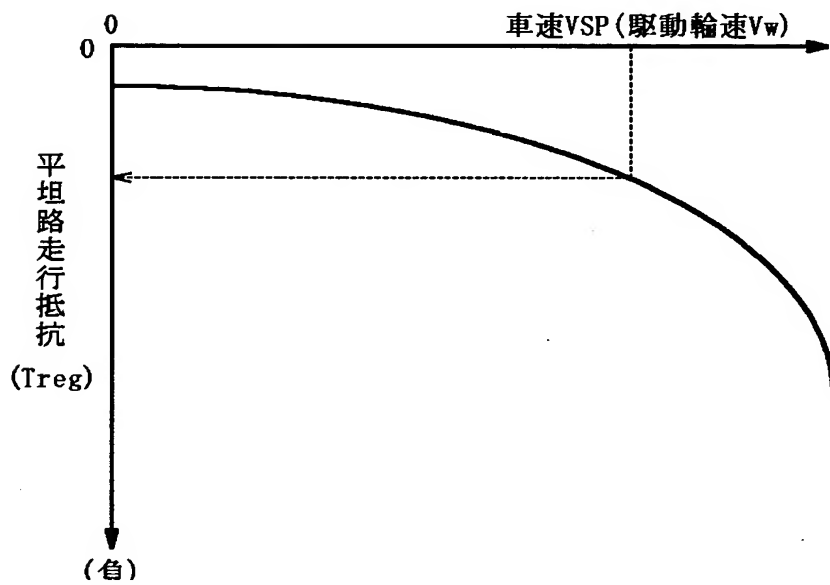
【図 3】



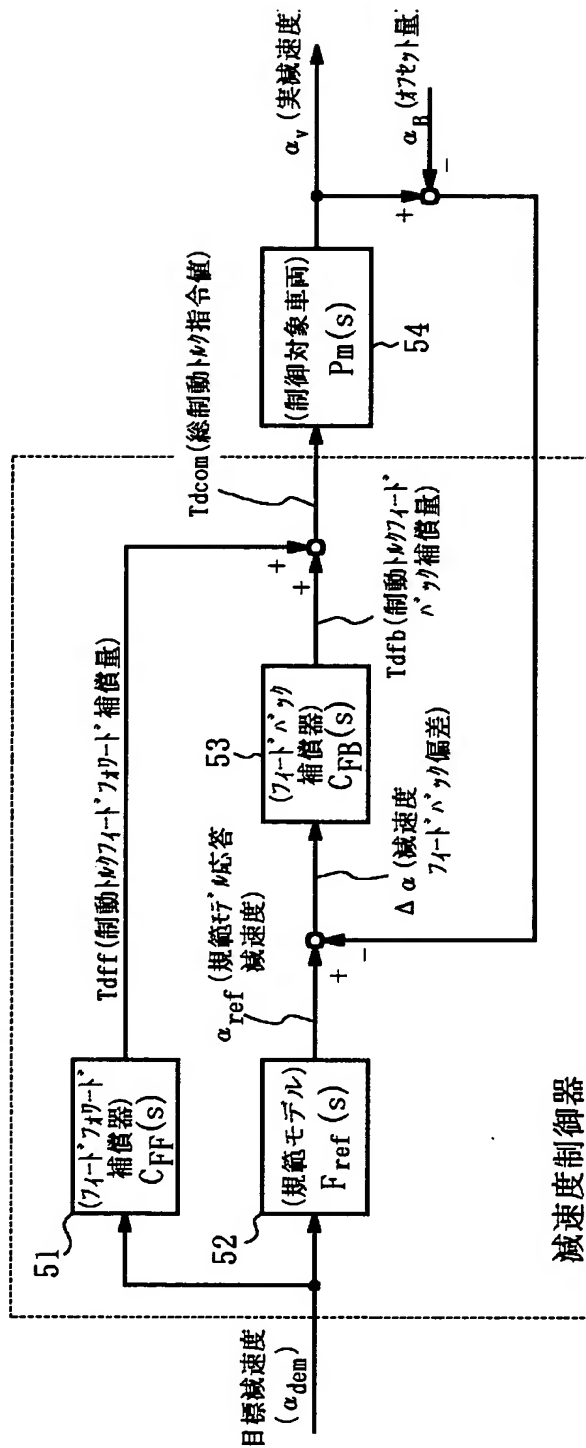
【図 4】



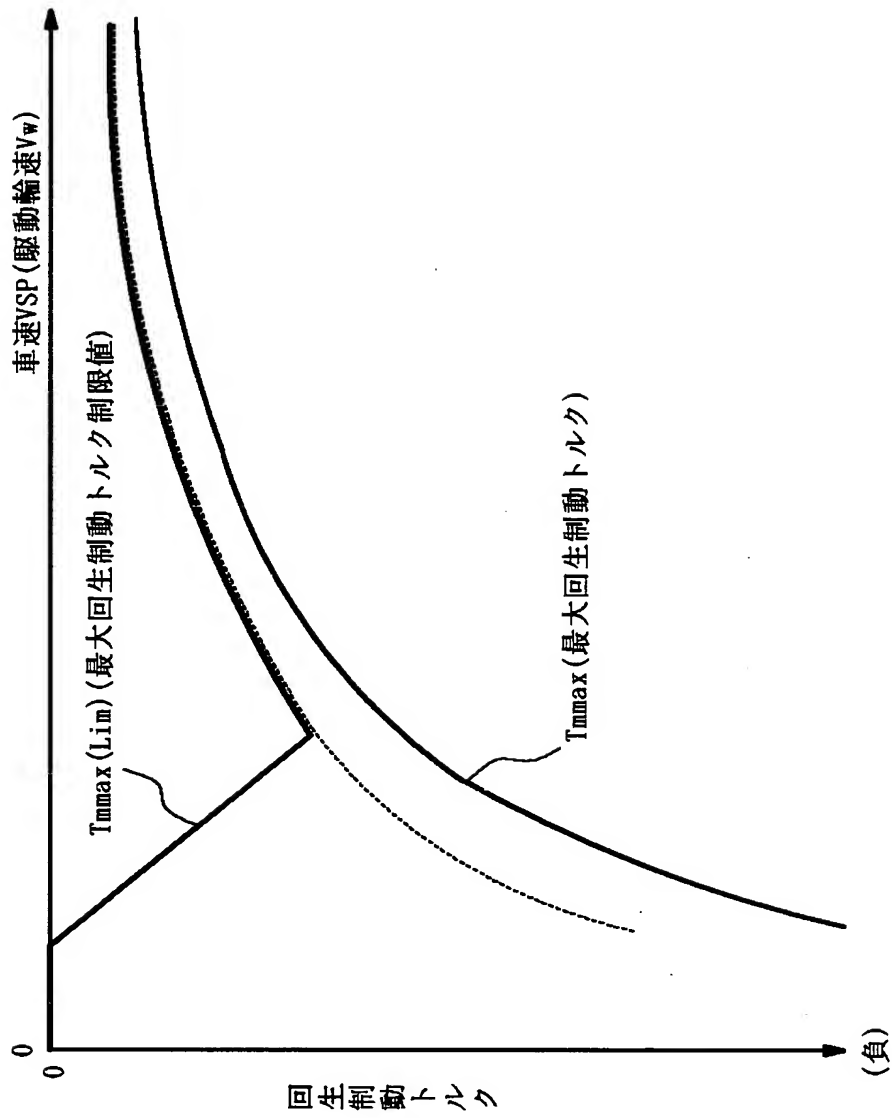
【図 5】



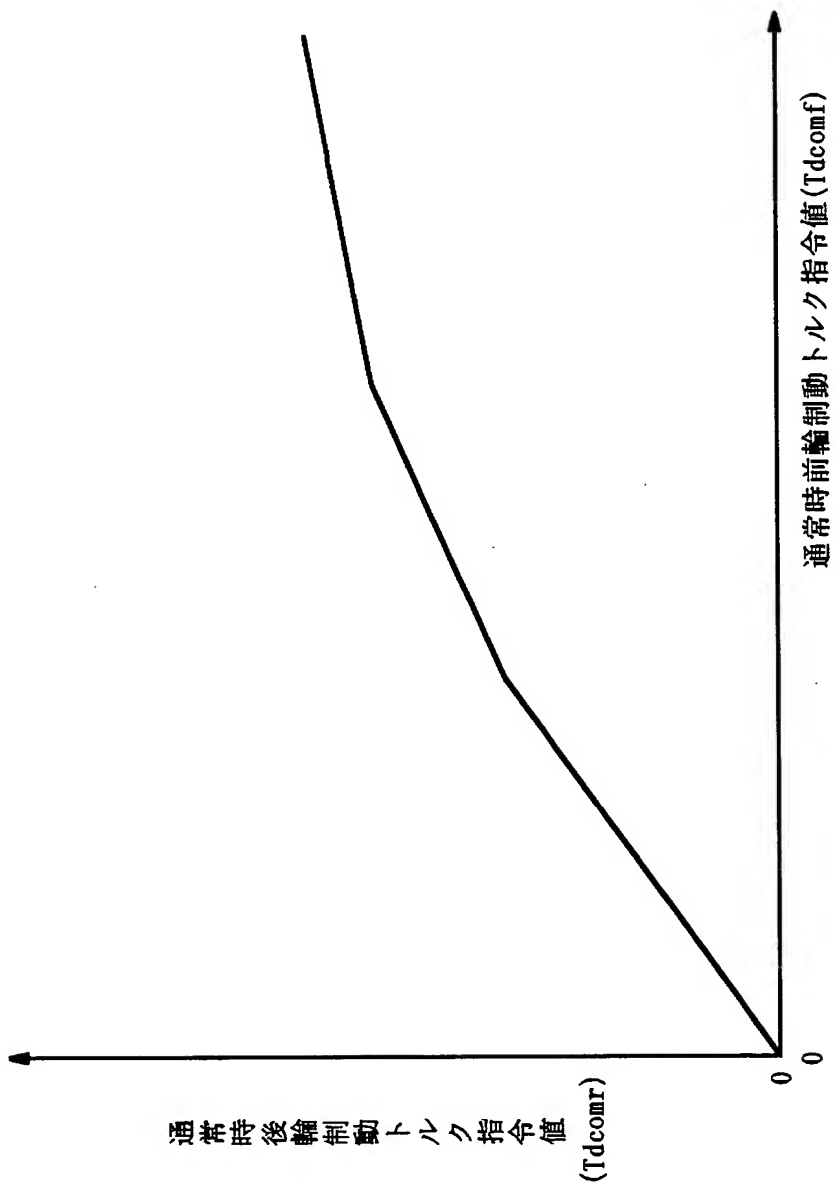
【図 6】



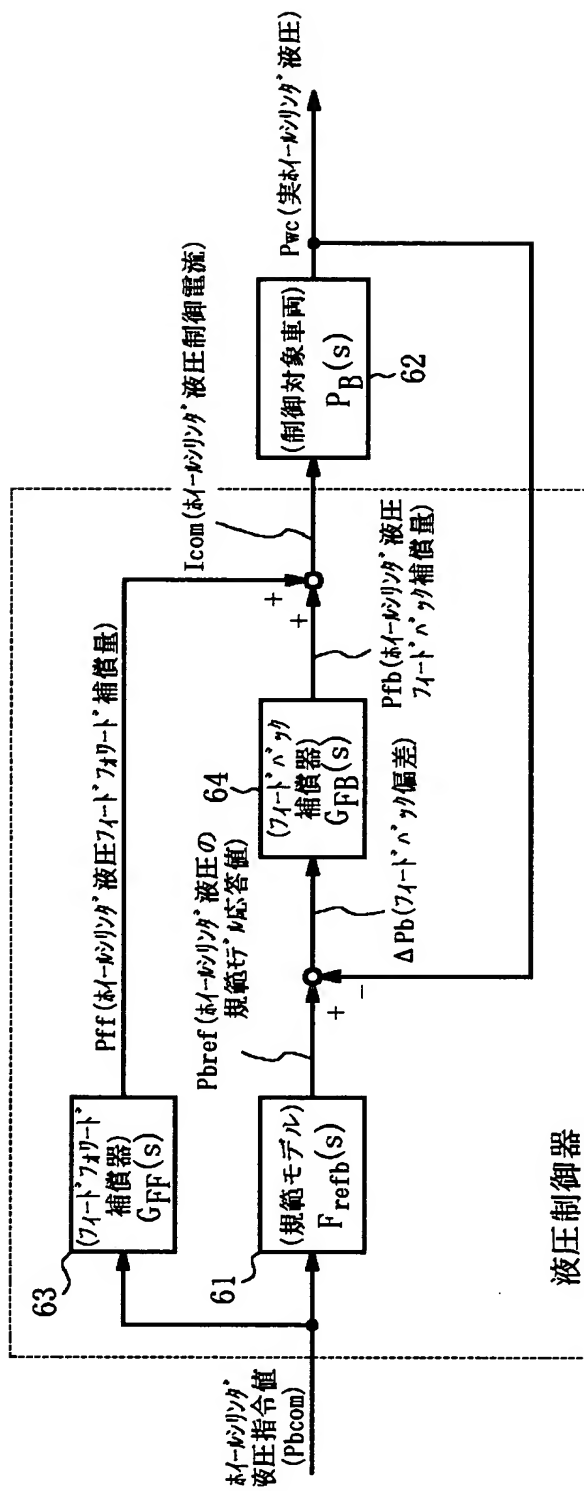
【図 7】



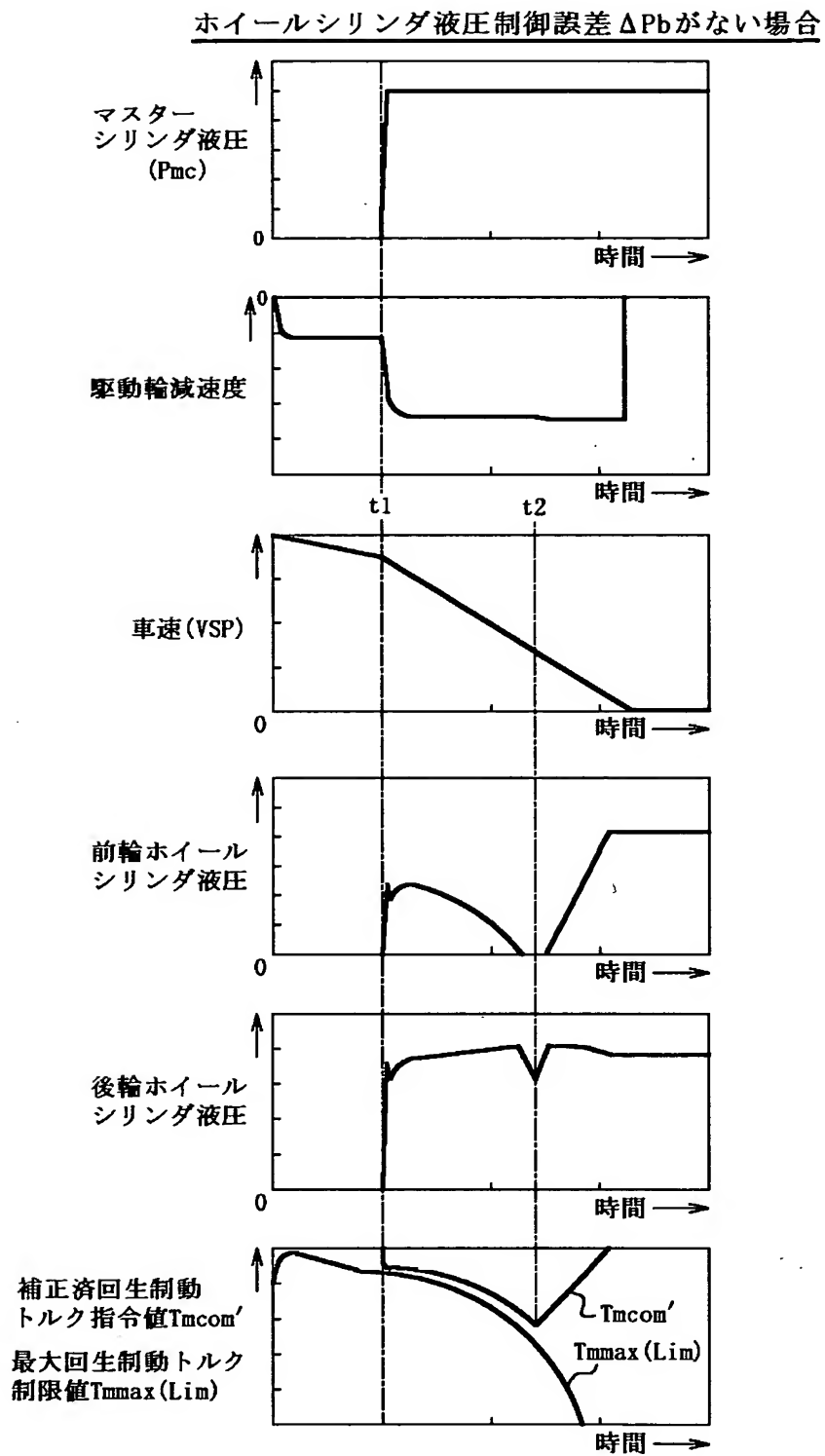
【図 8】



【図 9】

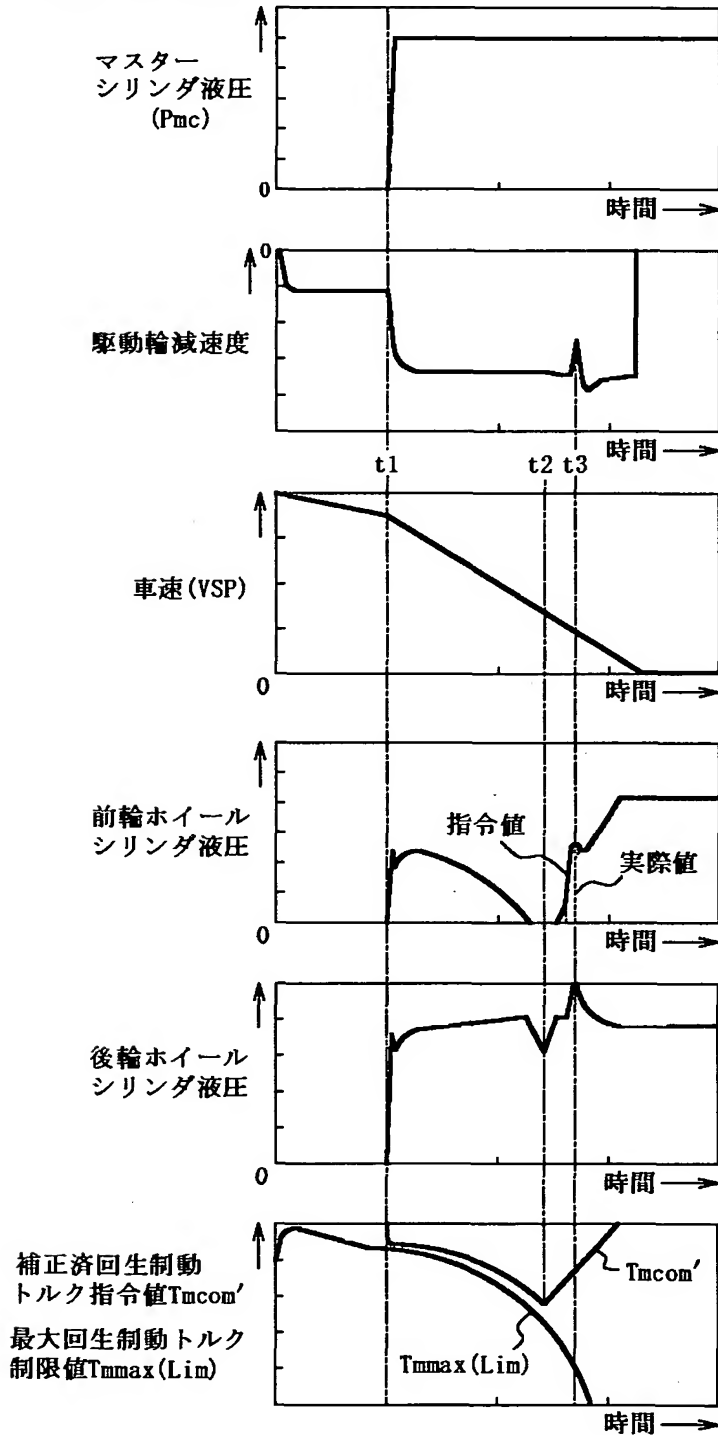


【図 10】



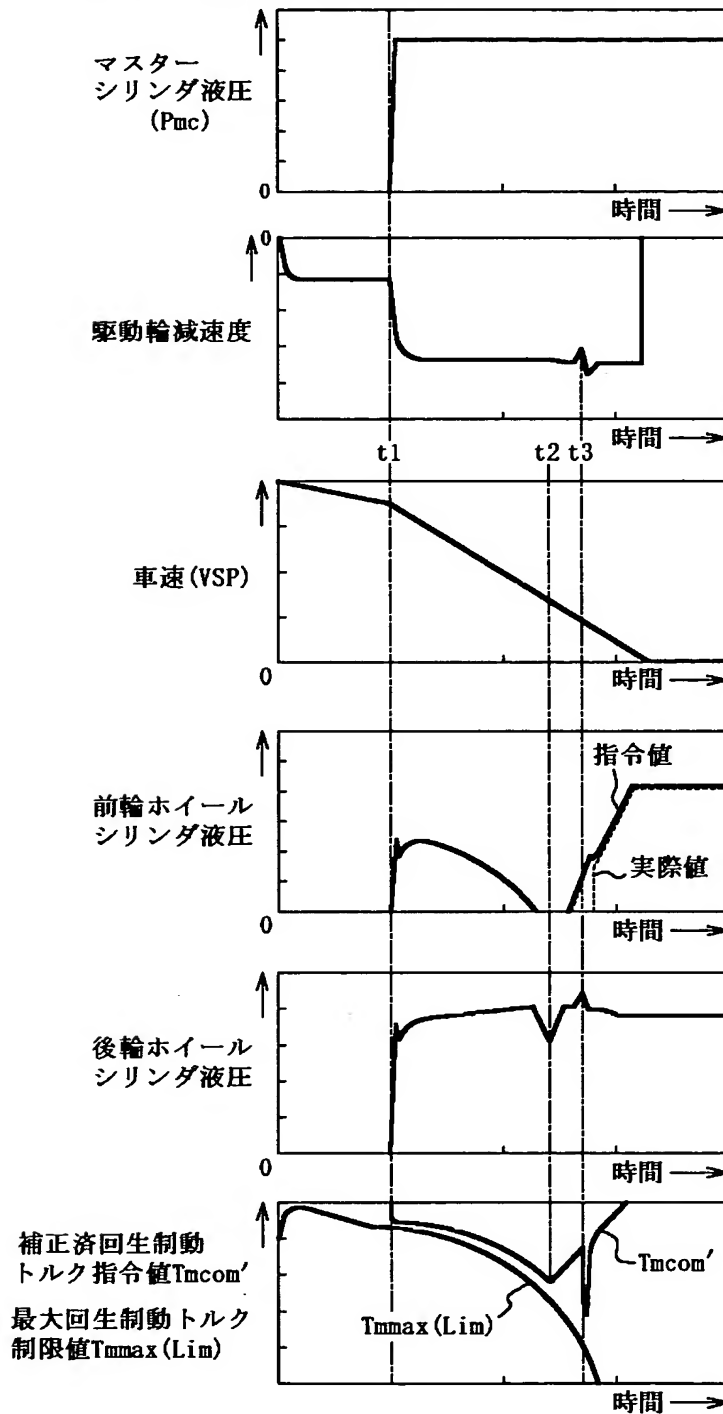
【図 11】

ホイールシリンダ液圧制御誤差 ΔP_b 発生、回生制動トルク指令値の補正なし、進み補償なしの場合



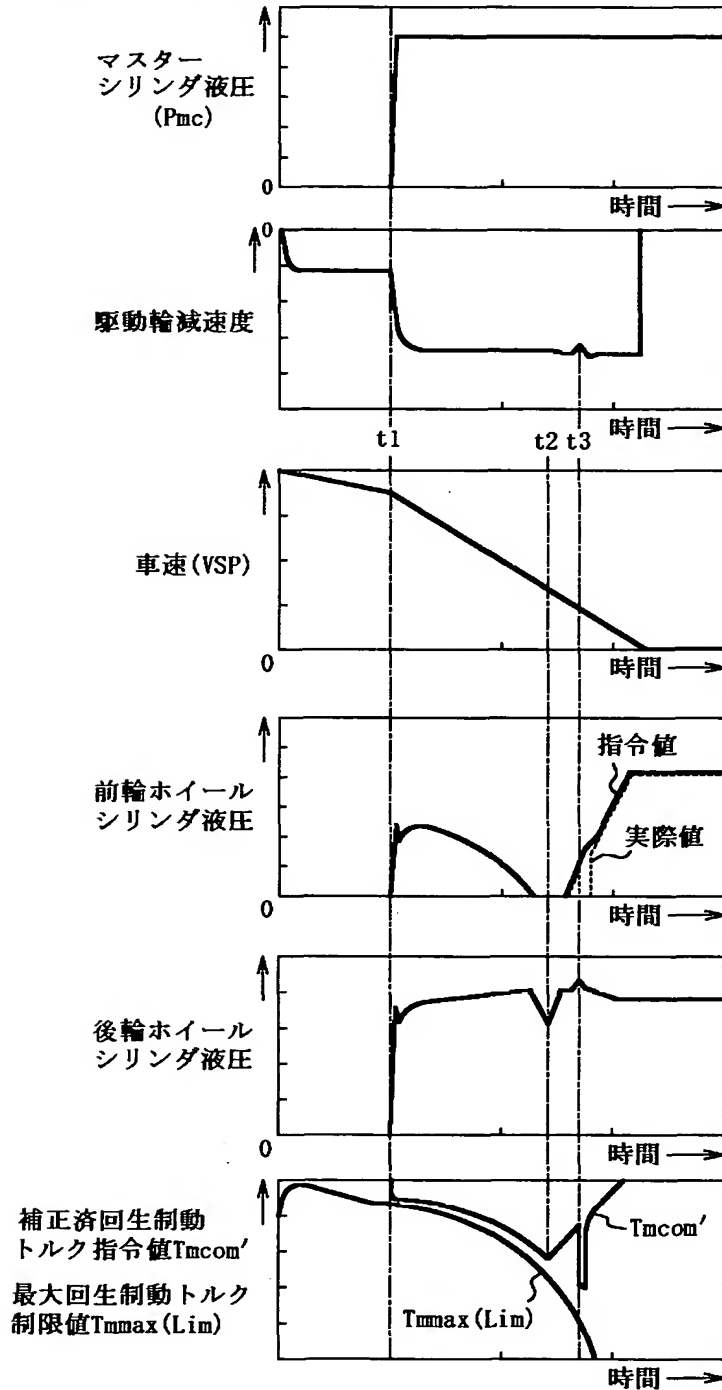
【図 12】

ホイールシリンダ液圧制御誤差 ΔP_b 発生、回生制動トルク
指令値の補正あり、進み補償なしの場合

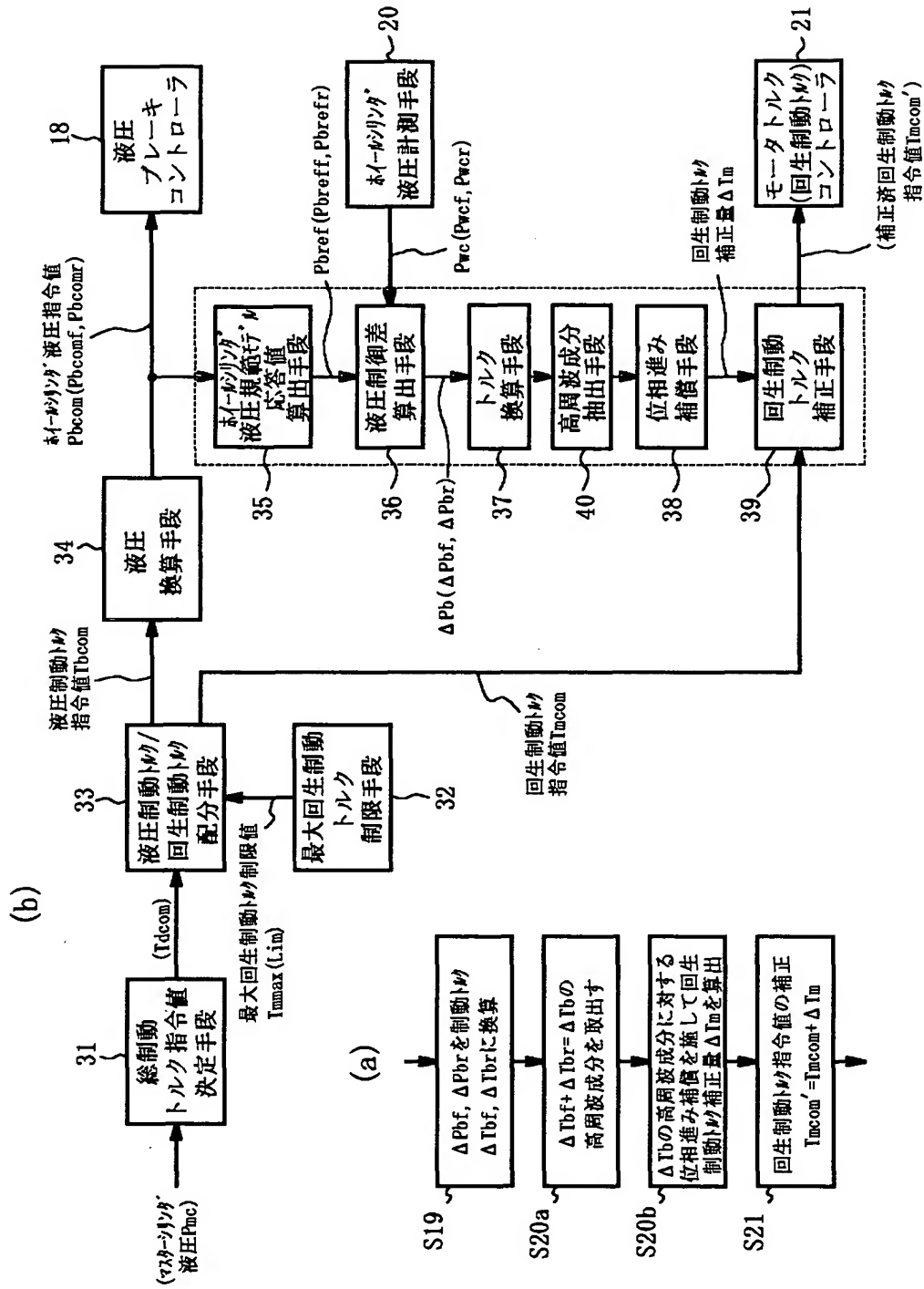


【図 13】

ホイールシリンダ液压制御誤差 ΔP_b 発生、回生制動トルク指令値の補正あり、進み補償ありの場合

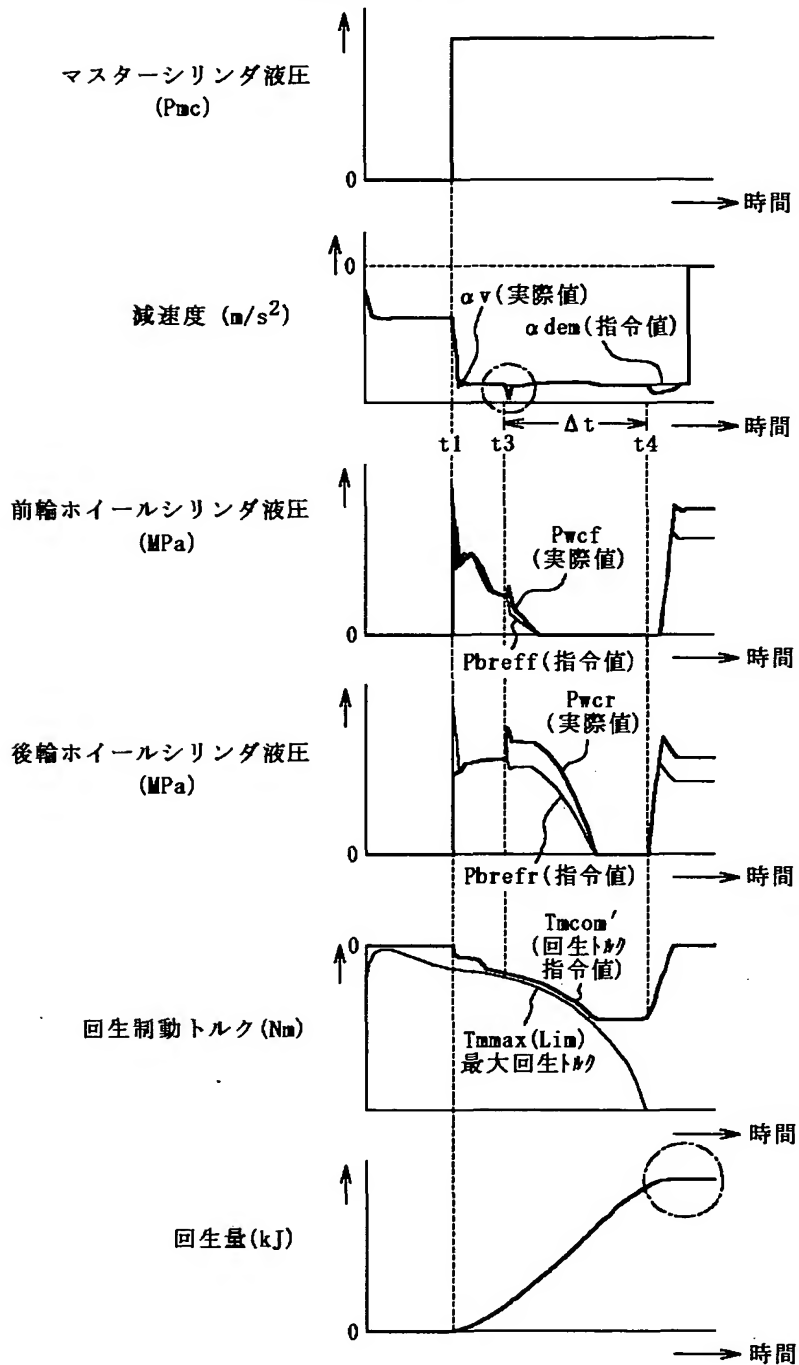


【図 14】



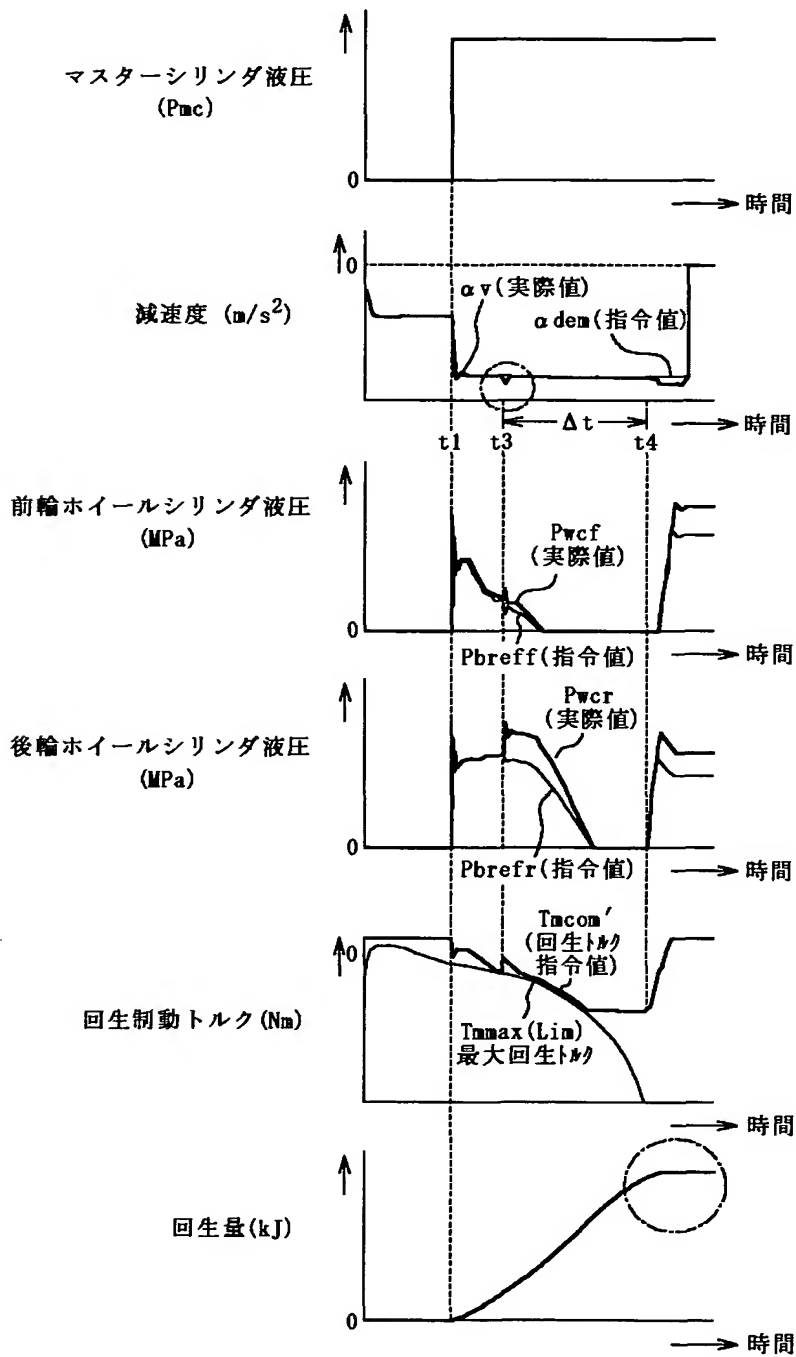
【図 15】

液圧制御誤差あり、減速度フィードバックあり

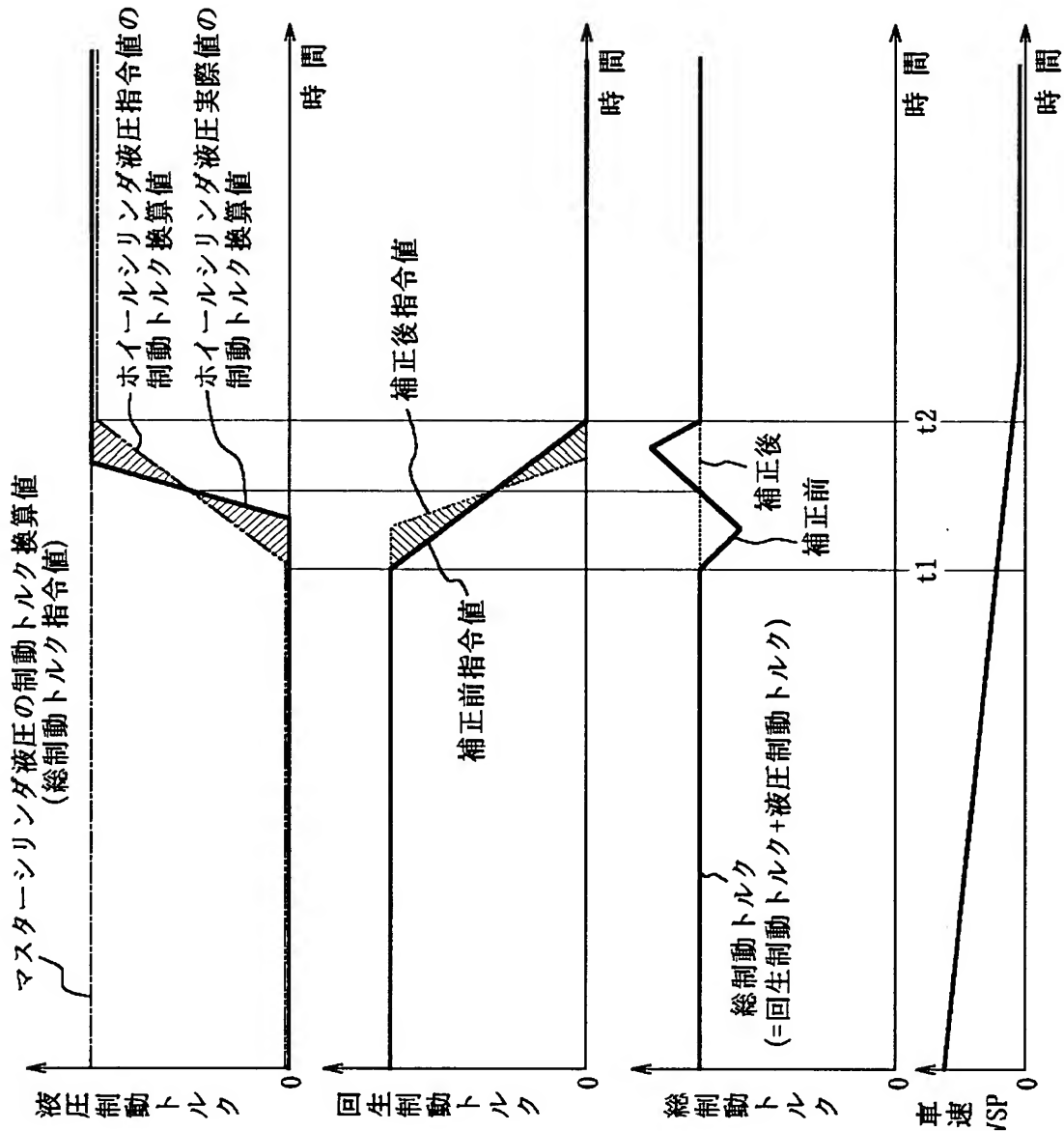


【図 1 7】

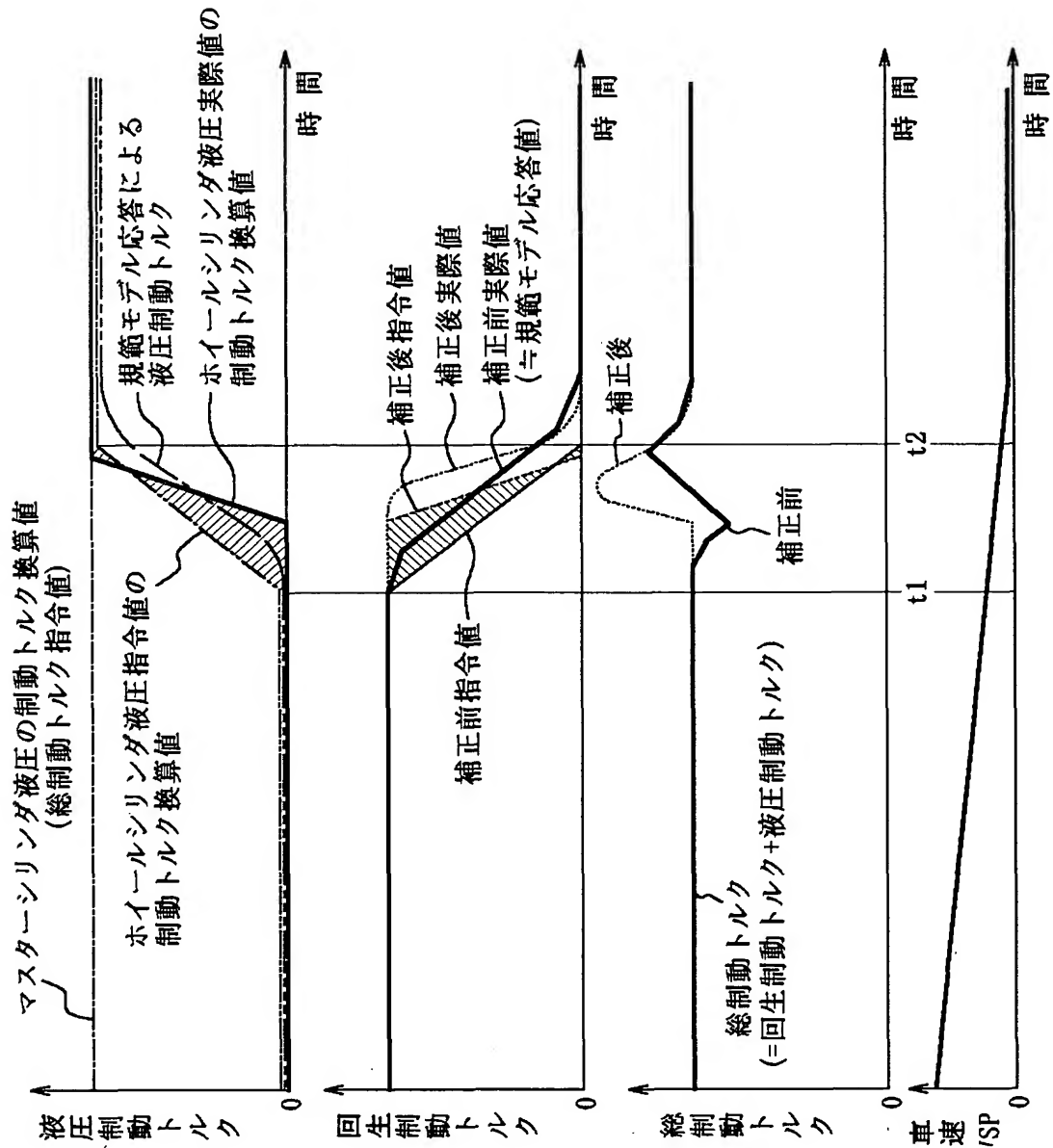
液圧制御誤差あり、減速度フィードバックあり、
誤差補正あり、進み補償あり、ハイパスフィルタあり



【図 18】



【図 19】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 2 個のブレーキ装置を具えた複合ブレーキの協調制御において、低応答な系の制御誤差によっても総制動トルク指令値を達成可能にする。

【解決手段】 手段 3 1 で求めた総制動トルク指令値 T_{dcom} を手段 3 3 で液圧制動トルク指令値 T_{bcom} と、 $T_{max}(Lim)$ で制限される回生制動トルク指令値 T_{mcom} とに配分する。 T_{bcom} は手段 3 4 でホイールシリンダ液圧指令値 P_{bcom} に換算して液圧ブレーキコントローラ 1 8 に指令する。手段 3 5 は、 T_{bcom} の規範モデル応答値 P_{bref} を求め、手段 3 6 で P_{bref} に対する実ホイールシリンダ液圧 P_{wc} の制御誤差 ΔP_b を求める。この制御誤差 ΔP_b を手段 3 7 で制動トルクに変換した後、手段 3 8 で位相進み補償して回生制動トルク補正量 ΔT_m を求める。手段 3 9 では、回生制動トルク指令値 T_{mcom} を ΔT_m だけ補正して補正済回生制動トルク指令値 T_{mcom}' を求め、これを回生制動トルクコントローラ 2 1 に指令する。

【選択図】 図 2

認定・付加情報

特許出願の番号	特願 2003-057299
受付番号	50300350023
書類名	特許願
担当官	第三担当上席 0092
作成日	平成 15 年 3 月 7 日

<認定情報・付加情報>

【特許出願人】

【識別番号】	000003997
【住所又は居所】	神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地
【氏名又は名称】	日産自動車株式会社

【代理人】

申請人

【識別番号】	100072051
【住所又は居所】	東京都千代田区霞が関 3-2-4 霞山ビル 7 階
【氏名又は名称】	杉村 興作

【選任した代理人】

【識別番号】	100059258
【住所又は居所】	東京都千代田区霞が関 3-2-4 霞山ビル 7 階
【氏名又は名称】	杉村 暁秀

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [0 0 0 0 0 3 9 9 7]

1. 変更年月日	1 9 9 0 年 8 月 3 1 日
[変更理由]	新規登録
住 所	神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地
氏 名	日産自動車株式会社